

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Návrh sklápěcího mechanismu malého shazovacího
VOZU**

Design folding mechanism of a small car throw

Student:

Bc. Lukáš Richter

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Richter**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Návrh sklápěcího mechanismu malého shazovacího vozu**
Design Folding Mechanism of a Small Car Thorow

Zásady pro vypracování:

Navrhněte řešení sklápění malého shazovacího vozu. Tento malý shazovací vůz musí umožnit:

- plynulý průchod materiálu bez přesypu skrze stroj (ve sklopené poloze)
- přesyp materiálu na velký shazovací vůz při zakládání materiálu na skládku (zvednutý malý shazovací vůz)

Navržené zařízení musí odpovídat následujícím parametrům:

Výkon dopravníku skládky	3 000 t/h
Šířka pásu	1 800 mm
Rychlost pásu	3,4 m/s

- 1) Proveďte rešerši shazovacích vozů používaných při zakládání materiálu na skládky.
- 2) Proveďte konstrukční návrh sklápěcího mechanismu malého shazovacího vozu.
- 3) Proveďte výpočet pásového dopravníku šířky 1800 mm, délky 1000 metrů. Rychlost dopravního pásu 3,4 m•sec-1.
- 4) Proveďte základní pevnostní výpočty sklápěcího mechanismu

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) ČSN ISO 7144 (01 0161) *Dokumentace: Formální úprava disertací a podobných dokumentů*. Praha: Český normalizační institut, 1997. 24 s.
- 2) ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, 2007. 48 s
- 3) Gondek, H., Ševčík, A.: *Stroje pro těžbu a zpracování užitečných surovin II*, Vydala: VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2007, ISBN 978 – 80 248 -1273 -1
- 4) BOLEK, A. – KOCHMAN, J. – KOLEKTIV: *Části strojů – 1.a 2. svazek*. 5. vydání Praha. SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., 1989, 775 s. ISBN 80-03-00048-7.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

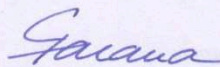
Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

v Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....

Bc. Lukáš Richter

Kateřinice 184, 742 58

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Horstu Gondkovi za jeho trpělivost, čas a ochotu poskytnout mi cenné rady a připomínky v celém průběhu vypracování diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

RICHTER, L. Návrh sklápěcího mechanismu malého shazovacího vozu. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování-340, 2012, 70s. Diplomová práce, vedoucí prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh sklápěcího mechanismu malého shazovacího vozu. Nejprve je proveden výpočet pásového dopravníku podle vstupních parametrů a určení napínací síly pásu. Dále je proveden samotný konstrukční návrh sklápěcího mechanismu a provedeny základní pevnostní výpočty sklápěcího mechanismu. Nakonec je vypracována výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

RICHTER, L. Design Folding Mechanism of Small Car Thorow. Ostrava: VŠB- Technical Univerzity of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and design- 340, 2012,70s. Master Thesis, Thesis head prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

The aim of this thesis is a design mechanism of folding mechanism belongs to small throw-off conveyer car. Calculation of the conveyor belt is made first and it's made according to input parameters and vocation belt tensioning force. The structural scheme itself of folding mechanism and also his basic strength calculations are described next. Drawings are made on the end of this thesis.

Obsah

1. Úvod	15
2. Rozbor zadání.....	16
2.1. Cíl diplomové práce	16
3. Řešení shazovacích vozů	17
3.1. Shazovací vozy na kolejových podvozcích.....	17
3.2. Shazovací vozy na jiných podvozcích.....	18
4. Výpočet pásového dopravníku	21
4.1. Volba rychlosti pásu	21
4.2. Požadovaný průřez náplně pásu S_p	21
4.3. Volba šířky dopravního pásu B [m] a výpočet náplně pásu S [m ²]	22
4.4. Obvodová síla na poháněcím bubnu F [N].....	23
4.5. Hlavní odpory dopravníku	23
4.6. Síla potřebná k překonání dopravní výšky	25
4.7. Přídavné a vedlejší odpory dopravníku	25
4.8. Obvodová síla na poháněcím bubnu	26
4.9. Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku P [kW]	26
4.10. Určení příkonu 1 elektromotoru P_M [kW]	27
4.11. Kontrola pohonu dopravníku na rozběh.....	28
4.12. Kontrola dopravovaného množství	28
4.13. Kontrola brzd.....	29
4.14. Tahy v dopravním pásu	31
4.15. Velikost napínací síly	31
4.16. Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem.....	32
4.17. Kontrola dopravního pásu	32
5. Konstrukční návrh sklápěcího mechanismu.....	33
6. Výpočet zatížení vozu při zvednuté poloze.....	34
6.1. Výpočet zatížení podvozku při zvednuté poloze.....	35
6.2. Výpočet zatížení zvedacího rámu při zvednuté poloze	36
6.3. Výpočet zatížení shazovacího vozu při sklopené poloze, kontrola průřezu.....	38
7. Stanovení jízdního odporu shazovacího vozu	40
8. Stanovení velikosti síly potřebné pro zvednutí shazovacího vozu.....	41
9. Kontrola přesypu materiálu ze shazovacího vozu	43
9.1. Určení vrhové paraboly	43
10. Kontrola čepu nápravy (podvozku)	45
11. Kontrola čepu sklápěcího rámu	48
12. Kontrola čepu přímočarého hydromotoru	50

13. Kontrolní výpočet šroubu pražce shazovacího vozu.....	52
13.1. Kontrola šroubu.....	53
14. Kontrolní výpočet šroubu spojující podvozek s rámem shazovacího vozu	55
15. Výpočet koutových svarů sklápěcího rámu	57
15.1. Kontrolní výpočet svarů ok sklápěcího rámu.....	57
15.2. Kontrolní výpočet svarů ok přímočarého hydromotoru	59
16. Kontrolní výpočet hřídele vratného bubnu a ložisek bubnu	62
16.1. Určení zatěžujících sil hřídele	62
16.2. Výpočet ohybového napětí v kritických místech hřídele	63
16.3. Kontrola ložisek hřídele vratného bubnu	64
17. Závěr.....	65
18. Seznam použité literatury	66
18.1. Internetové odkazy	67
18.2. Použité programové vybavení	67
19. Seznam příloh.....	68

Seznam použitého označení

a	výška svaru	[mm]
B	šířka dopravního pásu	[mm]
b	ložná šířka pásu	[mm]
b_1	světlá šířka bočního vedení	[mm]
C	součinitel vedlejších odporů	[-]
D, d	průměr	[mm]
D_b	průměr bubnu	[mm]
$d\check{c}$	průměr čepu	[mm]
d_1, d_2, d_3	průměry závitu	[mm]
F	Síla	[N]
f	globální součinitel	[-]
f_z	součinitel tření v závitu	[-]
F_B	odpor v pohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu	[N]
F_{Bv}	odpor tření mezi dop. Hmotou a bočním vedením	[N]
F_C	odpor čističe pásu	[N]
F_C	celková síla zatěžující pražec	[N]
F_{Cp}	celková síla zatěžující jeden pražec	[N]
F_G	tíha pražce	[N]
F_M	tíhová síla materiálu	[N]
F_N	nabíhací síla	[N]
F_{Ns}	skutečná napínací síla	[N]
F_{N_1}	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	[N]
F_{N_2}	odpor tření mezi dop. hmotou a bočním vedením v místě urych.	[N]
F_O	odbíhací síla	[N]
F_O	předpětí ve šroubu	[N]

F_{Os}	skutečný tah v dopravním pásu	[N]
F_P	tíhová síla pásu	[N]
F_P	síla vyvozená přímočarým hydromotorem při zvedání	[N]
F_S	odpor shrnovače mat.	[N]
F_{SV}	odpor shazovacího vozu	[N]
F_{TR}	pohybový odpor	[N]
G	tíhová síla shazovacího vozu	[N]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
H	dopravní výška	[m]
H_S	výška shazovacího vozu	[m]
I	počet	[-]
i_P	výpočtový převodový poměr převodovky	[-]
i_{PS}	převodový poměr převodovky	[-]
J_B	moment setrvačnosti bubnu	[kg.m ²]
J_M	moment setrvačnosti el. motoru	[kg.m ²]
J_P	moment setrvačnosti převodovky	[kg.m ²]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
k_B	součinitel souběžnosti	[-]
k_B	součinitel bezpečnosti brzdy	[-]
k_S	součinitel statické bezpečnosti	[-]
$k\phi$	koeficient plnění	[-]
k_3, k_4	převodní součinitel	[-]
L	osová vzdálenost dopravníku	[m]
l	délka	[m]
L_N	minimální urychlovací délka	[m]
L_o	přídavná délka	[m]

L_{10}	trvanlivost ložiska	[mil. otáček]
L_{10h}	trvanlivost ložiska	[hodin]
M	moment	[Nm]
M_O	ohybový moment	[Nm]
M_{B_1}	brzdňý moment potřebný k zastavení dop.	[Nm]
M_{B_2}	brzdňý moment potřebný k udržení dop. pásu v klidu	[Nm]
M_{D_M}	dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot	[Nm]
M_M	krouticí moment el. motoru	[Nm]
m_{RH}	hmotnost válečků v horní větvi	[kg]
m_{RS}	hmotnost válečků ve spodní větvi	[kg]
M_{S_M}	statický moment zatížení dop. redukovaný na hřídel motoru	[Nm]
m_v	měrná hmotnost rotujících části válečku	[kg.m ⁻¹]
n_B	počet nepoháněných bubnů	[-]
n_B	počet brzd	[-]
n_C	počet čističů pásu	[-]
n_e	počet elektromotorů	[-]
n_M	jmenovité otáčky el. motoru	[min ⁻¹]
P	výkon	[W]
P	stoupání v závitu	[-]
p	tlak	[Pa]
p	měrný tlak mezi dop. pásem a bubnem	[Pa]
p_D	dovolený tlak	[Pa]
p_{DOV}	dovolený měrný tlak mezi dop. pásem a bubnem	[Pa]
P_N	jmenovitý výkon el. motoru	[W]
P_M	příkon elektromotoru	[W]
Q	dopravované množství	[t.h ⁻¹]

q_m	měrná hmotnost dop. materiálu	$[\text{kg.m}^{-1}]$
q_p	měrná hmotnost pásu	$[\text{kg.m}^{-1}]$
R	reakce v podporách	$[\text{N}]$
R	poloměr vratného bubnu	$[\text{mm}]$
Re	mez kluzu	$[\text{MPa}]$
S, S_p	průřez náplně pásu	$[\text{m}^2]$
T	těžiště	$[-]$
t	čas	$[\text{s}]$
t_B	čas brzdění dopravníku	$[\text{s}]$
t_1	rozteč válečků v horní větvi	$[\text{m}]$
t_2	rozteč válečků ve spodní větvi	$[\text{m}]$
v	rychlost pásu	$[\text{m.s}^{-1}]$
v_o	složka rychlosti přiváděné dop. hmoty ve směru dopravy	$[\text{m.s}^{-1}]$
v_{S_k}	skutečná dopravní rychlost	$[\text{m.s}^{-1}]$
w	měrný odpor dopravníku	$[-]$
W_O	průřezový modul v ohybu	$[\text{m}^4]$
α	vrcholový úhel závitů	$[\text{°}]$
α	úhel přepadu částic	$[\text{°}]$
α_G	geometrický úhel opásání	$[\text{rad}]$
α_{σ_0}	tvarový součinitel vrubu pro ohyb	$[-]$
β	úhel tečny k vrhové parabole	$[\text{°}]$
β	součinitel závislosti na velikosti svaru	$[-]$
ε	průměrný úhel sklonu dopravníku	$[\text{°}]$
ξ	koeficient valivého tření	$[-]$
η	účinnost poháněcí stanice	$[-]$

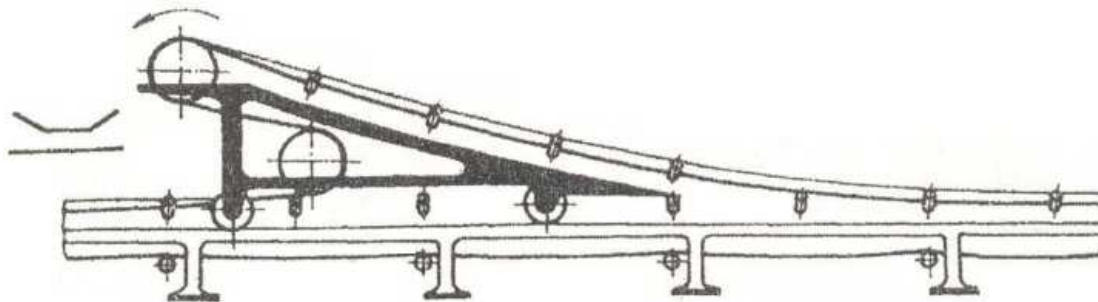
λ_v	úhel sklonu bočních válečků	[°]
μ	součinitel tření mezi pásem a bubnem	[-]
μ_B	součinitel tření mezi dop. materiálem a bočním vedením	[-]
$\mu_{\check{c}}$	koeficient čepového tření	[-]
ρ_s	sypná hmotnost	[kg.m ⁻³]
σ_{DO}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{DOV}	dovolené napětí v pásu	[MPa]
σ_O	napětí v ohybu	[MPa]
τ	smykové napětí	[MPa]
τ_{DS}	dovolené napětí ve střihu	[MPa]
τ_K	krutové napětí	[MPa]
τ_{\parallel}	smykové napětí rovnoběžné s osou svaru	[MPa]
τ_{\perp}	smykové napětí kolmé k ose svaru	[MPa]
ϕ'	třecí redukovaný úhel	[°]
ψ	úhel stoupání	[°]
ψ_{dyn}	dynamický sypný úhel	[°]

Indexy

max	maximální
min	minimální
x,y,z	směry osy v kartézském souřadném systému
1,2,3,4	určující pořadí

1. Úvod

Shazovací vozy jsou určeny ke kontinuálnímu překládání nebo shazování dopravovaného materiálu z pásového dopravníku v jakémkoliv místě dopravní tratě. Shazovací vozy jsou uloženy buď na kolejovém podvozku jako v našem případě, nebo na podvozku pásovém. Princip shazovacího vozu je patrný z obrázku 1.0. Pomocí dvou převáděcích bubnů se vytváří přesyp a dopravovaný materiál se odvádí do požadovaného směru či místa.

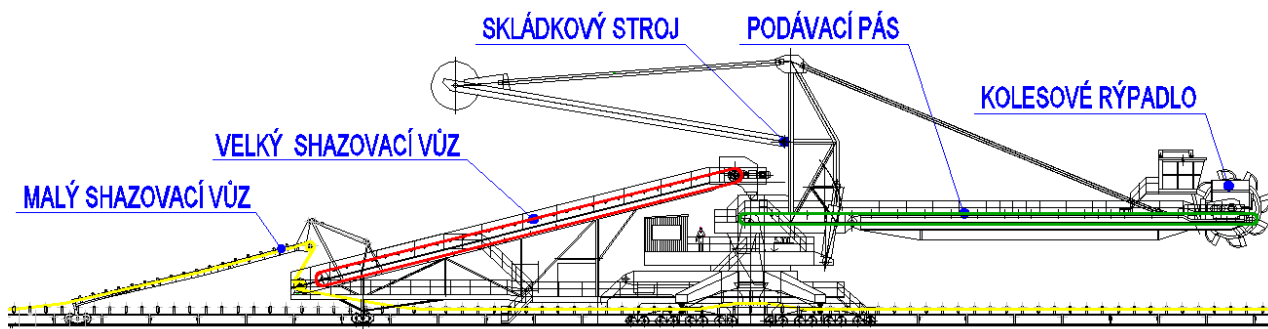


Obr. 1.0 Princip shazovacího vozu [3]

1.1. Princip funkce malého shazovacího vozu

Malý shazovací vůz dosahuje dvou funkčních poloh. Při sklopené poloze shazovacího vozu dochází k odebírání materiálu kolesovým rypadlem skládkového stroje ze skládky. Podávacím pásem přes násypku je materiál dopravován na pásový dopravník, který je pak dopravován na pásovém dopravníku v požadovaném směru. Materiál plynule prochází skrze skládkový stroj a přes sklopenou polohu shazovacího vozu dále.

Při zvednuté poloze malého shazovacího vozu je materiál dopravovaný ke skládkovému stroji a zakládán na skládku. Malým shazovacím vozem dochází k přesypu materiálu na velký shazovací vůz. Z velkého shazovacího vozu je materiál shazován na podávací pás skládkového stroje a zakládán na skládku.



Obr. 1.1 Schéma skládkového stroje

2. Rozbor zadání

V této diplomové práci se zabývám konstrukčním návrhem sklápěcího mechanismu malého shazovacího vozu pro skládkový stroj jehož rozměrové parametry vycházejí z poptávkového výkresu od firmy VÍTKOVICE GEARWORKS a.s. viz. příloha č.5- CD nosič.

Sklápěcí mechanismus bude navržen na pásový dopravník s dopravním výkonem $Q=3000 \text{ t.h}^{-1}$, rychlostí $v=3,4 \text{ m.s}^{-1}$ a šířkou pásu 1800mm. Samotný sklápěcí mechanismus je tvořen malým shazovacím vozem, sklápěcím rámem, dvěma přímočarými hydromotory a samotnou konstrukcí skládkového stroje.

2.1. Cíl diplomové práce

- řešerše shazovacích vozů použitých při zakládání materiálu na skládky
- výpočet pásového dopravníku
- konstrukční návrh sklápěcího mechanismu
- základní pevnostní výpočty sklápěcího mechanismu (čepy, šrouby, svary)
- kontrola hřídele a ložisek vratného bubnu shazovacího vozu
- výkresová dokumentace

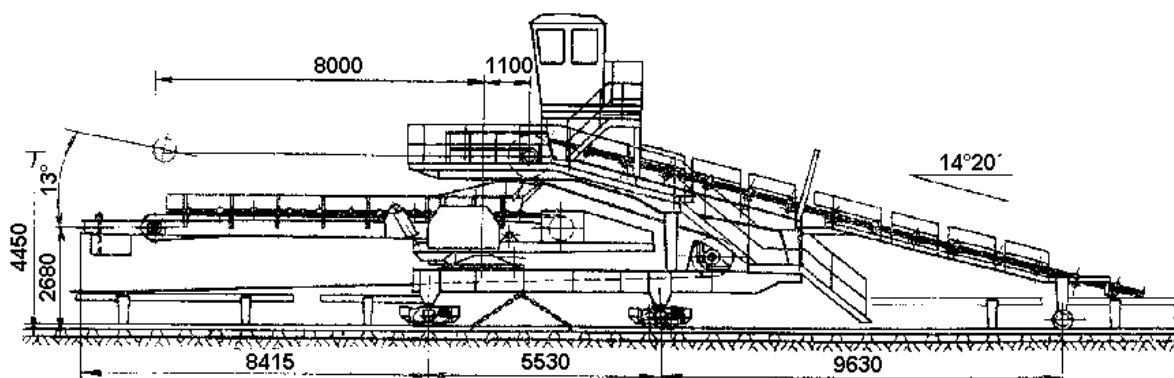
3. Rešerše shazovacích vozů

Teoretická část je čerpána z [4], [8], [14], [15], [16]

3.1. Shazovací vozy na kolejových podvozcích

Shazovací vozy na kolejových podvozcích představují nejjednodušší konstrukční řešení. Kolejistiše zajišťuje správné vzájemné postavení dopravníku a shazovacího vozu, ale naproti tomu zvyšuje podstatně celkovou spotřebu oceli. Trasa vyžaduje větší zemní úpravy a podstatně je omezeno dovolené stoupání shazovacího vozu.

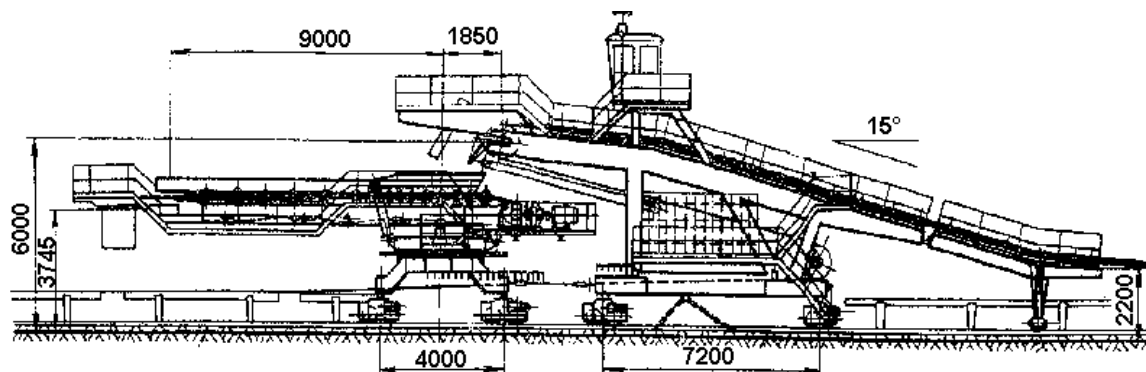
Pro lepší přizpůsobení přesypu na zakladač se používá shazovacích vozů s otočnými a sklopnými výložníky. Na obr. 3.1 je jednovozové uspořádání shazovacího vozu šířky 1200 mm. Výložníkový pás je otočný na obě strany dopravníku. Na obr. 3.2 je dvouvozové uspořádání pro šířku 1600 mm. Smyčkový vůz je spojen s výložníkovým vozem táhly. Vzdálenost vozů lze v určitém rozmezí upravit. Oba shazovací vozy mají velký úhel náběhu (max. 15°), proto je u typu 1600 zavedena hydraulická regulace vynášecího bubnu. Elektrická výzbroj je umístěna na smyčkové části. Napájení se zpravidla děje od zakládače. Tlaky jsou u shazovacího vozu šířky 1200 mm na celkem 8 poháněných kol, u vozů šířky 1600 mm již na 16 kol. Tato velikost také, pro podmínky Severočeského hnědouhelného revíru, představuje hranici použitelnosti kolejového podvozku. U větších šířek pásu se používá již shazovacích vozů na pásových podvozcích.



Obr. 3.1 Shazovací vůz na kolejovém podvozku š. 1200mm firmy Transporta [15]

Kromě uspořádání shazovacích vozů s výložníkovými pásy se konstruuují v zahraničí vozy, které se skládají jen ze smyčkové části a podpěrného vozu, na němž je uložen přiváděcí výložník zakládače. Uložení musí umožnit omezený vzájemný pohyb obou strojů. U některých zařízení (Köthen) je ve smyčkové části zabudováno napínání pásu, protože do

příslušného typu poháněcí stanice nebylo možno napínání zabudovat. Napínací zařízení je potom dimenzováno na max. tah v pásu.



Obr 3.2 Shazovací vůz na kolejovém podvozku š. 1600 mm firmy Transporta [15]

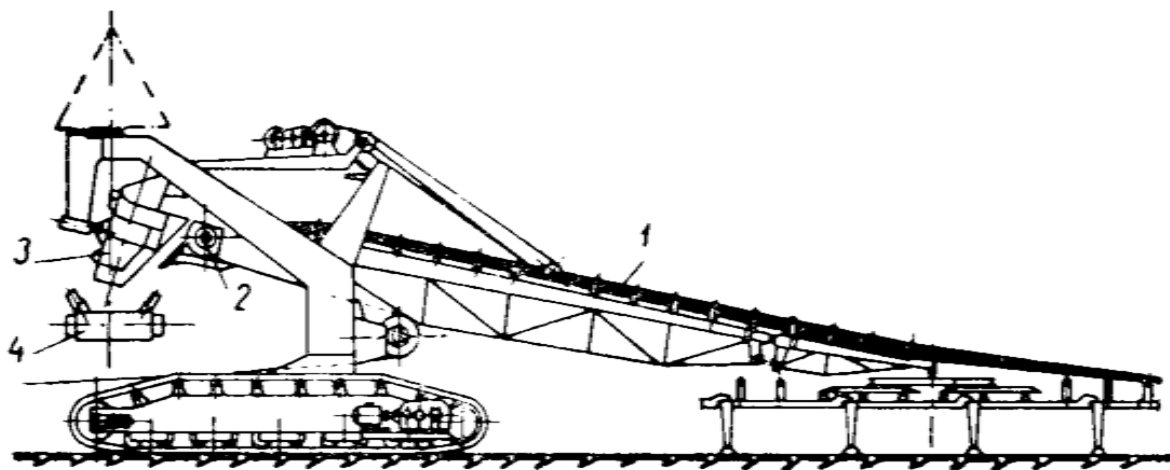
Parametr	Jednotka	Typ 1200	Typ 1600 část	
			Smyčková	Výložníková
Základní váha	[t]	35	41,7	43,5
Rozchod kolejí	[mm]	3000	3400	
Rychlost pojezdu	[m/min]	13	12	
Šířka výložníkového pásu	[m]	1,2	1,6	2
Rychlost výložníkového pásu	[m/s]	3,15	5	3,6
Instalovaný výkon výložníkového pásu	[kW]	22		150
Instalovaný výkon pojezdu	[kW]	4x3	4x4	4x4
Rozsah otáčení výložníkového pásu	[°]	±130		±90
Celkový instalovaný výkon	[kW]	60	190	

Tab. 3.1 Hlavní tech. data shazovacích vozů na kolejovém podvozku od firmy Transporta [4]

3.2. Shazovací vozy na jiných podvozcích

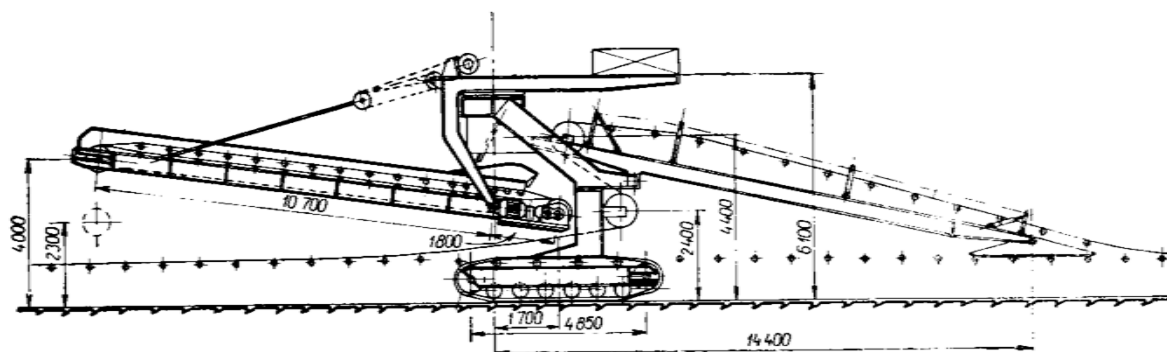
Shazovací vozy na pásovém a kráčivém podvozku jsou obvykle stavěny pro velké šířky dopravních pásů (2250 mm). Jejich váhy přesahují 300 t. Shazovací vůz firmy Weserhütte může být vybaven na vynášecím bubnu pohonem 2x630 kW. Ve firmě Transporta byl pro šířku pásu 1600 mm vypracován projekt shazovacího vozu na čtyřech pásích (housesnicích). Aby byla zajištěna správná poloha vůči dopravníku, byla smyčková část vybavena suportem pro stranové středění v rozmezí ± 500 mm. Horizontální postavení osy vynášecího bubnu bylo rovněž nastavováno. Od realizace se upustilo pro velkou váhu vozu (340 t) a byl zkonstruován shazovací vůz kolejový (typ 1600). Velká váha vyplynula ze značné složitosti systému vyrovnávání. V minulosti byl navržen shazovací vůz pro šířku pásu 2000mm, pojíždějící na dvou pásích. Na rozdíl od předchozího není smyčková část

vybavena žádným aretačním zařízením. Náběžník je jedním koncem přiklouben k podvozkové části a druhý pojíždí po válečcích výsypkového dopravníku. Se zakladačem je shazovací vůz spojen spojovacím dopravníkem, jehož nosná konstrukce je jedním koncem posuvně přikloubena k pomocnému podvozku zakladače a druhým koncem na podvozkové části shazovacího vozu obr. 3.3.



Obr. 3.3 Shazovací vůz na pásovém podvozku š. 2000 mm [4]

(1- Smyčková část; 2- vynášecí buben; 3- štít s regulovaným úhlem natočení; 4- zakladač)



Obr. 3.4 Shazovací vůz 2000H na pásovém podvozku [4]

Shazovací vůz 2000 H	Parametr	Jednotka
Dopravované množství	10000	[m ³ /h]
Šířka pásu	2000	[mm]
Dopravní rychlost	5	[m/s]
Úhel mostu přiváděcího pásu s osou dopravníku	±60°÷90°	[°]
Rychlost pojezdu	0,1	[m/s]
Elektrický proud	3x500	[V]
Celkový příkon	250	[kW]
Váha	210	[t]

Tab. 3.2 Hlavní technická data shazovacího vozu 2000H na pásovém podvozku [4]



Obr. 3.5 Shazovací vůz SV 2400 [16]

4. Výpočet pásového dopravníku

Výpočet pásového dopravníku je nezbytný pro návrh sklápěcího mechanismu. Výpočtem bude stanovena velikost napínací síly pásu dopravníku, kterou bude muset malý shazovací vůz při zvedání do horní polohy překonat. Výpočet bude proveden podle platné normy ČSN ISO 5048. Parametry pásového dopravníku plynou se zadání.

Dáno: výkon dopravníku skládky $Q=3000 \text{ t.h}^{-1}$

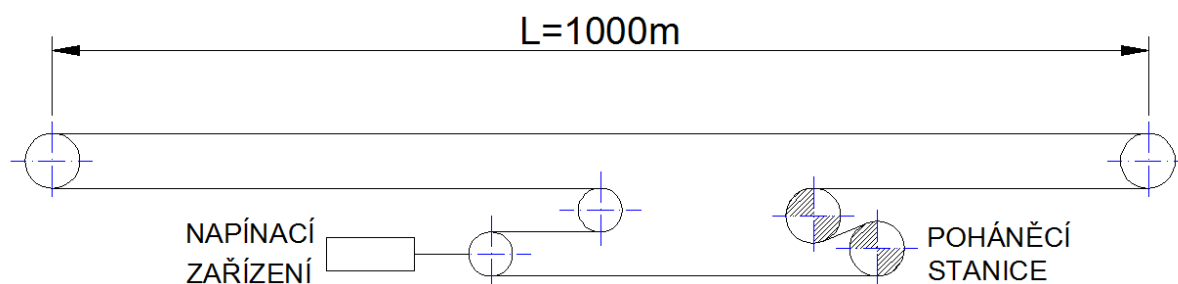
šířka pásu $B=1800\text{mm}$

rychlost pásu $v=3,4\text{m.s}^{-1}$

délka $L=1000\text{m}$

dynamický sypaný úhel $\psi_{\text{dyn}}=17^\circ$ - voleno pro černé uhlí dle normy ISO 5048

sypaná hmotnost $\rho_s=850\text{kg.m}^{-3}$ - voleno pro černé uhlí dle normy ISO 5048



Obr. 4.1 Schéma dopravníku

4.1. Volba rychlosti pásu

Rychlost pásu vyplývá ze zadání. Rychlost pásu je $v=3,4 \text{ m.s}^{-1}$

4.2. Požadovaný průřez náplně pásu S_p

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot k_\varphi \cdot \rho_s \cdot v} = \frac{3000}{3,6 \cdot 0,85 \cdot 850 \cdot 3,4} = 0,3392\text{m}^2 \quad (4.1)$$

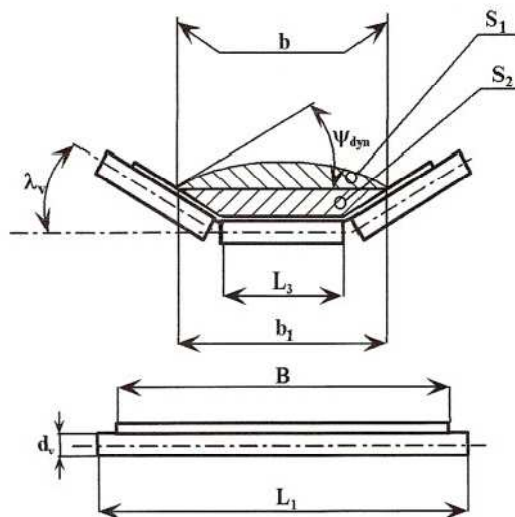
k_φ ...koeficient plnění $k_\varphi=0,7\div0,9$; volím $k_\varphi = 0,85$

4.3. Volba šířky dopravního pásu B [m] a výpočet náplně pásu S [m²]

Z katalogu společnosti Fenner Dunlop dostupného na internetových stránkách výrobce [17].

Volím pás 4500 libry/palce s těmito parametry:	pevnost osnovy	800MPa
	pevnost útku	300MPa
	tloušťka pásu	8,5mm
	hmotnost pásu	11,1 kg.m ⁻²

- Schéma uspořádání válečkové tratě:



Obr. 4.2 Třívalečkové uspořádání válečkové tratě

$\lambda_v \in \langle 0; 45 \rangle$ úhel sklonu bočních válečků, volím $\lambda_v = 30^\circ$

- Volba válečků:

Z katalogu od společnosti TRANZA a.s. dostupného na internetových stránkách [18].

Volím:

- válečky horní tratě **F 159 x 670-6305** ($m_{Rh} = 11,8$ kg)
- válečky spodní tratě **D 108x 1000-6206** ($m_{Rs} = 18,4$ kg)

- Ložná (využitelná) šířka pásu

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 = 0,9 \cdot 1,8 - 0,05 = 1,57m \quad (4.2)$$

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda_v + L_3 \cdot (1 - \cos \lambda_v) = 1,57 \cdot \cos 30^\circ + 0,67 \cdot (1 - \cos 30^\circ) = 1,4494m \quad (4.3)$$

- Průřez náplně pásu

$$S = S_1 + S_2 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_{dyn} + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - L_3^2) \cdot \operatorname{tg} \lambda_v \quad (4.4)$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot 1,4494^2 \cdot \operatorname{tg} 17^\circ + \frac{1}{4} \cdot (1,4494^2 - 0,67^2) \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 0,3454m^2$$

- Porovnání S a Sp

$$S \geq S_p \quad (4.5)$$

$$0,3454 > 0,3392 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.4. Obvodová síla na poháněcím bubnu F [N]

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad (4.6)$$

F₁- síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku (hlavní odpory dopravníku) [N]

F₂- síla potřebná k překonání dopravní výšky [N]

F_p- přídatné a vedlejší odpory dopravníku [N]

4.5. Hlavní odpory dopravníku

$$F_1 = w \cdot L \cdot g \cdot [(q_m + 2 \cdot q_p) \cdot \cos \varepsilon + m_v] \quad (4.7)$$

$$F_1 = 0,0253 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot [(245,1 + 2 \cdot 19,98) \cdot \cos 0 + 41,767] = 81116N$$

w- měrný odpor dopravníku [-]

L- osová vzdálenost dopravníku [m]

q_p- měrná hmotnost pásu

q_m- měrná hmotnost dopravovaného materiálu [kg.m⁻¹]

ε- průměrný úhel sklonu dopravníku [°]

m_v- měrná hmotnost rotujících částí válečků [kg.m⁻¹]

C- součinitel vedlejšího odporu [-]

L_0 - přídatná délka $\in \langle 70;100 \rangle$, volím $L_0 = 100$ m

f- globální součinitel – pro dovrchní dopravu $\in \langle 0,018;0,025 \rangle$, volím $f = 0,023$ (základní hodnota)

- Měrný pohybový odpor dopravníku
- pro delší dopravníky $L \geq 80$ m

$$w = C \cdot f = 1,1 \cdot 0,023 = 0,0253 \quad (4.8)$$

$$C = \frac{L + L_0}{L} = \frac{100 + 1000}{1000} = 1,1 > 1,02 \quad (4.9)$$

- Měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$$q_m = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{3000}{3,6 \cdot 3,4} = 245,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (4.10)$$

- Měrná hmotnost rotujících částí válečků

$$m_v = \frac{m_{Rh} \cdot n_{Rh}}{t_1} + \frac{m_{Rs} \cdot n_{Rs}}{t_2} = \frac{11,8 \cdot 3}{1,2} + \frac{18,4 \cdot 2}{3} = 41,767 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (4.11)$$

t_1 - rozteč válečků v horní větvi, volím $t_1 = 1,2$ m

t_2 -rozteč válečků ve spodní větvi

$t_2 = (2 \div 3) \cdot t_1$, volím $t_2 = 3$ m

hmotnost válečků v horní větvi – podle katalogu – $m_{Rh} = 11,8$ kg

hmotnost válečků ve spodní větvi – podle katalogu – $m_{Rs} = 18,4$ kg

horní tříválečková stolice $n_{vh} = 3$

dolní jednoválečková $n_{vs} = 2$

4.6. Síla potřebná k překonání dopravní výšky

- Dopravní výška H

V našem případě bude dopravovaná výška rovna 0, dopravovaná výška při zvednutí shazovacího vozu bude počítána jako přídavný odpor shazovacího vozu.

- Úhel sklonu dopravníku

$$\epsilon = \arctg \frac{H}{L} = \arctg \frac{0}{1000} = 0^\circ \quad (4.12)$$

- Síla potřebná k překonání dopravní výšky

$$F_2 = \pm q_m \cdot H \cdot g = 0N \quad (4.13)$$

4.7. Přídavné a vedlejší odpory dopravníku

$$F_P = F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B + n_C \cdot F_C + F_{BV} + F_S + F_{SV} + F_{TM} \quad (4.14)$$

$$F_P = 2833,4 + 1234,6 + 4 \cdot 700 + 2 \cdot 630 + 0 + 0 + 16464,4 + 0 = 24592,4N$$

F_{N1} - odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování [N]

F_{N2} - odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování [N]

F_B - odpor v pohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu, volím $F_B = 700$ N

F_{BV} - odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením (není použit)

F_S - odpor shrnovače materiálu (není použit)

F_{SV} - odpor shazovacího vozu [N]

F_C - odpor čističe pásu [N]

μ_B - součinitel tření mezi dop. materiálem a bočním vedením $\mu_B \in (0,5 \div 0,7)$, volím $\mu_b=0,6$

L_N - minimální urychlovací délka [m]

v_o - složka rychlosti přiváděné dop. hmoty ve směru dopravy

b_1 - světlá šířka bočního vedení [m], volím $b_1=1,5$ m

n_B - počet nepoháněných bubnu, $n_B = 4$

n_C - počet čističů pásu $n_C = 2$

H_s - výška shazovacího vozu, předběžně volím 5,5m

- Odpor setrvačných sil v místě nakládání

$$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_o) = 57,3 \cdot 3,4 \cdot (3,4 - 0) = 2833,4N \quad (4.15)$$

- Minimální urychlovací délka

$$L_N = \frac{v^2 - v_o^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B} = \frac{3,4^2 - 0}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} = 0,982m \quad (4.16)$$

- Odpor tření mezi dop. hmotami a bočními stěnami násypky

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q_m^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_s \cdot \left(\frac{v + v_o}{2}\right) \cdot b_1^2} = \frac{0,6 \cdot 245,1^2 \cdot 3,4^2 \cdot 9,81 \cdot 0,982}{850 \cdot \left(\frac{3,4}{2}\right) \cdot 1,5^2} = 1234,6N \quad (4.17)$$

- Odpor čističe pásu

$$F_c = (200 \div 400) \cdot B = 350 \cdot 1,8 = 630N \quad (4.18)$$

- Odpor shazovacího vozu

$$F_{sv} = q_m \cdot g \cdot H_s + (1500 \div 2000) \cdot B \quad (4.19)$$

$$F_{sv} = 245,1 \cdot 9,81 \cdot 5,5 \cdot (1800 \cdot 1,8) = 16464,4N$$

4.8. Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F = F_1 + F_2 + F_P = 81116 + 0 + 24592,4 = 105708,4N \quad (4.20)$$

4.9. Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku P [kW]

$$P = k_B \cdot \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} = 1,1 \cdot \frac{105708 \cdot 3,4}{10^3 \cdot 0,9} = 439,3kW \quad (4.21)$$

η - účinnost poháněcí stanice $\in \langle 0,85; 0,95 \rangle$, volím $\eta = 0,9$

k_B - součinitel souběžnosti, volím $k_B = 1,1$

4.10. Určení příkonu 1 elektromotoru P_M [kW]

$$P_M \geq \frac{P}{n_e} = \frac{439,3}{2} = 219,65 \text{ kW} \quad (4.22)$$

n_e - počet použitých elektromotorů, volím $n_e = 2$

- **Volba elektromotoru**

Volím z katalogu výrobce Siemens, dostupný na internetových stránkách [19], trojfázový elektromotor s rotorem nakrátko 1LG6 318-4MA.

Charakteristiky motoru :

jmenovitý výkon elektromotoru	$P_N = 250 \text{ kW}$
jmenovité otáčky elektromotoru	$n_N = 1488 \text{ min}^{-1} = 24,8 \text{ s}^{-1}$
moment setrvačnosti	$J_M = 4,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
krouticí moment el. motoru	$M_N = 1605 \text{ Nm}$

- **Volba bubnu podle šířky pásu**

Pro šířku pásu $B=1800\text{mm}$ volím:

- poháněcí buben $\varnothing 1000 \times 1800$
- vratný buben $\varnothing 630 \times 1800$

- **Volba převodovky**

$$i_P = \frac{n_M}{v} \cdot D_b = \frac{24,8}{3,4} \cdot \pi \cdot 1 = 22,915 \quad (4.23)$$

i_P - výpočtový převodový poměr převodovky

D_b - průměr bubnu

n_M - otáčky motoru

J_P - moment setrvačnosti převodovky

i_{ps} - převodový poměr převodovky

Z katalogu společnosti Elprim-tech s.r.o. dostupný na internetových stránkách [20].

Volím:

Čelní převodovka řady P

$$i_N = 25$$

$$n_1 = 1500 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$n_2 = 60 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$J_P = 0,4999 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

- **Volba spojky**

Z katalogu společnosti Elprim-tech s.r.o. dostupný na internetových stránkách [20].

Volím:

Vlnovcovou spojku Wk5/1400, s momentem setrvačnosti $J_{S1} = 0,044 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, budou použity dvě spojky.

4.11. Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

$$M_{SM} < M_M \quad (4.24)$$

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} = \frac{1}{2} \cdot 105708,4 \cdot 0,5 \cdot 1 = 1174,5 \text{ Nm} \quad (4.25)$$

$$M_M = 1605 \text{ Nm}$$

Navrhovaný pohon pásového dopravníku vyhovuje.

M_{SM} - statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel motoru

M_N - Moment elektromotoru

4.12. Kontrola dopravovaného množství

$$v_{sk} = \frac{i_p}{i_{ps}} \cdot v = \frac{22,915}{25} \cdot 3,4 = 3,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.26)$$

$$v_{rozdl} = |v_{sk} - v| = |3,12 - 3,4| = 0,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.27)$$

- Dopravované množství

$$Q_{vp} = 3,6 \cdot S_s \cdot k_\varphi \cdot \rho_s \cdot v \quad (4.28)$$

$$Q_{vp} = 3,6 \cdot 0,3454 \cdot 0,85 \cdot 850 \cdot 3,4$$

$$Q_{vp} = 3054,5 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

- Rozdíl dopravovaného množství

$$Q_{rozdl} = \left(1 - \frac{Q}{Q_{vp}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{3000}{3054,5}\right) \cdot 100 = 1,78\% \quad (4.29)$$

Dopravované množství by nemělo přesáhnout $\pm 5\%$, což splňuje.

4.13. Kontrola brzd

M_{B1} - brzdný moment potřebný k zastavení dopravníku

M_{B2} - brzdný moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu

$$M_{B1} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[M_{DM} - (0,7 \cdot F_1 + F_2 + F_P) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B \quad (4.30)$$

$$M_{B1} = \frac{1}{1} \cdot \left[2287,4 - (0,7 \cdot 81116 + 0 + 24592,4) \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{0,95}{25} \right] \cdot 1,6 = 1313,8 Nm$$

$$M_{B2} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[(-0,7 \cdot F_1 + |F_2| - F_P) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B \quad (4.31)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{1} \cdot \left[(-0,7 \cdot 81116 + 0 - 24592,4) \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{0,95}{25} \right] \cdot 1,6 = -2473,8 Nm$$

- Moment setrvačnosti bubnu

Buben $\varnothing D=1000\text{mm}$

$$J_{B_1} = \frac{m \cdot R^2}{2} = \frac{1300 \cdot 0,5^2}{2} = 162,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.32)$$

m- hmotnost bubnu určena pomocí programu Autodesk Inventor Profesional 2012 [25],
m=1300kg

Buben $\varnothing D=630\text{mm}$

$$J_{B_2} = \frac{m \cdot R^2}{2} = \frac{1241 \cdot 0,315^2}{2} = 61,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.33)$$

m- hmotnost bubnu určena pomocí programu Autodesk Inventor profesional 2012 [25],
m=1241kg

M_{DM} - dynamický moment od zpoždování posuvných a rotačních hmot dopravníku, redukovaný na hřídel

$$M_{DM} = \left[(q_m + 2 \cdot q_p + m_v) \cdot L \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D_B} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + n_e \cdot \frac{2 \cdot (J_p + J_{S1} + J_{S2} + J_M)}{D_b \cdot \eta} \right] \cdot \frac{v_{sk}}{t_b}$$

$$M_{DM} = \left[(245,1 + 2 \cdot 19,98 + 41,767) \cdot 1000 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 25} + \frac{2 \cdot (4 \cdot 61,6 + 2 \cdot 162,5)}{1} \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 25} + 2 \cdot \frac{2 \cdot (0,5 + 2 \cdot 0,044 + 4,2)}{1 \cdot 0,9} \right] \cdot \frac{3,12}{10} = 2288,5 \text{ Nm} \quad (4.34)$$

Kde: $\sum J_B$ - moment setrvačnosti všech bubnů dopravníku

t_B - doba brzdění dopravníku, volím $t_B = 10 \text{ s}$

k_B - součinitel bezpečnosti brzdy, $\in \langle 1,3; 2,1 \rangle$, volím $k_B = 1,6$

n_B - počet brzd, $n_B = 1$

- Volba brzdy

Volím z katalogu výrobce Stramag Brno, dostupného na internetových stránkách [21],
provozní hydraulickou brzdu 1TSA. S parametry:

$M_B=7920\text{Nm}$, průměr kotouče $D=625\text{mm}$

- Kontrola brzdy

$$|M_{B_1}, M_{B_2}| \leq M_B \quad (4.35)$$

$$|1313,8, -2473| \leq 7920Nm$$

Navržená brzda vyhovuje.

4.14. Tahy v dopravním pásu

k_s - součinitel statické bezpečnosti proti prokluzu, $k_s = 1,3$

μ - součinitel tření mezi pásem a bubnem, $\mu = 0,49$ (použití pogumovaného bubnu)

α_G - geometrický úhel opásání, $\alpha_G = 210^\circ = 3,665rad$

F_0 - odbíhající síla

F_N - nabíhající síla

- Odbíhací síla

$$F_{max} = F \cdot k_s = 105708 \cdot 1,3 = 137420,9N \quad (4.36)$$

$$F_o \geq F_{max} \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha_G} - 1} \quad (4.37)$$

$$F_o = \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} = \frac{1,3 \cdot 105708}{e^{0,49 \cdot 3,665} - 1} = 27349,6N \quad (4.38)$$

- Velikost napínací síly

$$F_N = F_o + F = 27349,6 + 105708 = 133145,5N \quad (4.39)$$

4.15. Velikost napínací síly

- Při dopravě směrem k pohonu

$$F_Z \geq 2 \cdot (F_o - q_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \epsilon) = 2 \cdot (27349,5 - 19,98 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot \sin 0) \quad (4.40)$$

$$F_Z = 54699N$$

- Skutečné tahy v dopravním pásu

$$F_{OS} = 0,5 \cdot F_Z + q_P \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon = 0,5 \cdot 54699 + 19,98 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot \sin 0^\circ \quad (4.41)$$

$$F_{OS} = 27349,5N$$

$$F_{NS} = 0,5 \cdot F_Z + F + q_P \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon = 0,5 \cdot 54699 + 105708 + 19,98 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot \sin 0^\circ$$

$$F_{NS} = 133057,5N \quad (4.42)$$

4.16. Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$p = \frac{F_{NS} + F_{OS}}{D_B \cdot B} \cdot 10^{-6} = \frac{133057,5 + 27349,5}{1 \cdot 1,8} \cdot 10^{-6} = 0,089MPa \quad (4.43)$$

$$p_{dov} = 0,15MPa$$

$$p \leq p_{dov} \quad (4.44)$$

$0,089 < 0,15 \rightarrow$ Navržený pás z hlediska měrného tlaku vyhovuje

4.17. Kontrola dopravního pásu

Dovolené napětí v pásu je $\sigma_{dov} = 300 \text{ N.mm}^{-1}$ [17].

$$F_{dov} = \sigma_{dov} \cdot B \geq T_{max} = F_{NS} \quad (4.45)$$

$$300 \cdot 1800 > 133057,5$$

$$540000N > 133057,5N$$

Navržený pás z hlediska dovoleného napětí vyhovuje.

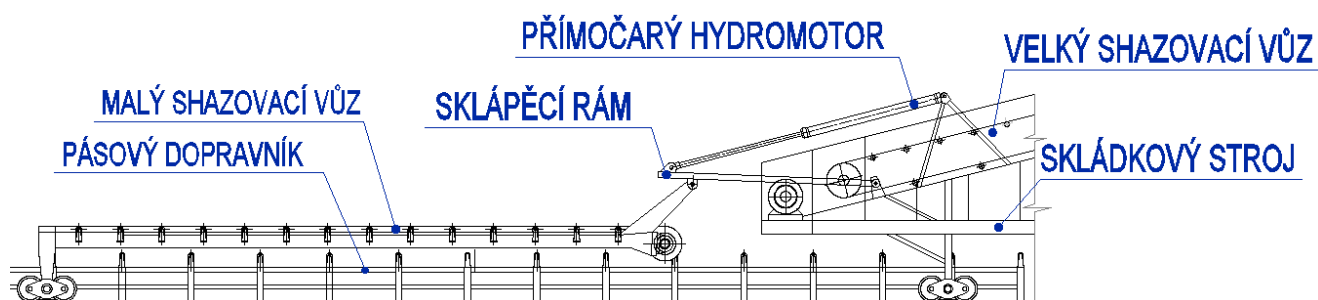
Výpočtem pásového dopravníku podle normy ČSN ISO 5048 byla stanovena napínací síla $F_{SN}=133057,5N$ s kterou budeme počítat při návrhu sklápěcího mechanismu malého shazovacího vozu.

5. Konstrukční návrh sklápěcího mechanismu

Při konstrukčním návrhu řešení jsem vycházel z rozměrových parametrů skládkového stroje a parametrů pásového dopravníku. Z těchto rozměrů jsem vycházel při navrhování rozměrů malého shazovacího vozu jak délky, tak výšky. Délka shazovacího vozu musí být dostatečná, aby úhel sklonu shazovacího vozu při zvednuté poloze nepřesáhl hodnotu 15° , což je dynamický synpý úhle materiálu a zároveň také dostatečná, aby nedocházelo k hromadění materiálu v místě nájezdu materiálu na malý shazovací vůz. Výška shazovacího vozu musí být dostatečná pro plynulý pojezd shazovacího vozu, tak aby nedocházelo k narážení na pražce pásového dopravníku, ale zároveň nesmí být příliš velká, jinak by docházelo k nežádoucímu přesypu materiálu a jeho nevhodnému hromadění.

Geometrii sklápění sklápěcího mechanismu shazovacího vozu jsem řešil pomocí programu Autodesk Inventor Profesional 2012 [25]. Kdy při změně jednotlivých rozměrových parametrů 3D modelu se ty tyto změny okamžitě projeví na geometrii sklápění. Posouzením jednotlivých změn na geometrii sklápění sem došel k výsledné geometrii sklápění, viz příloha č. 6.

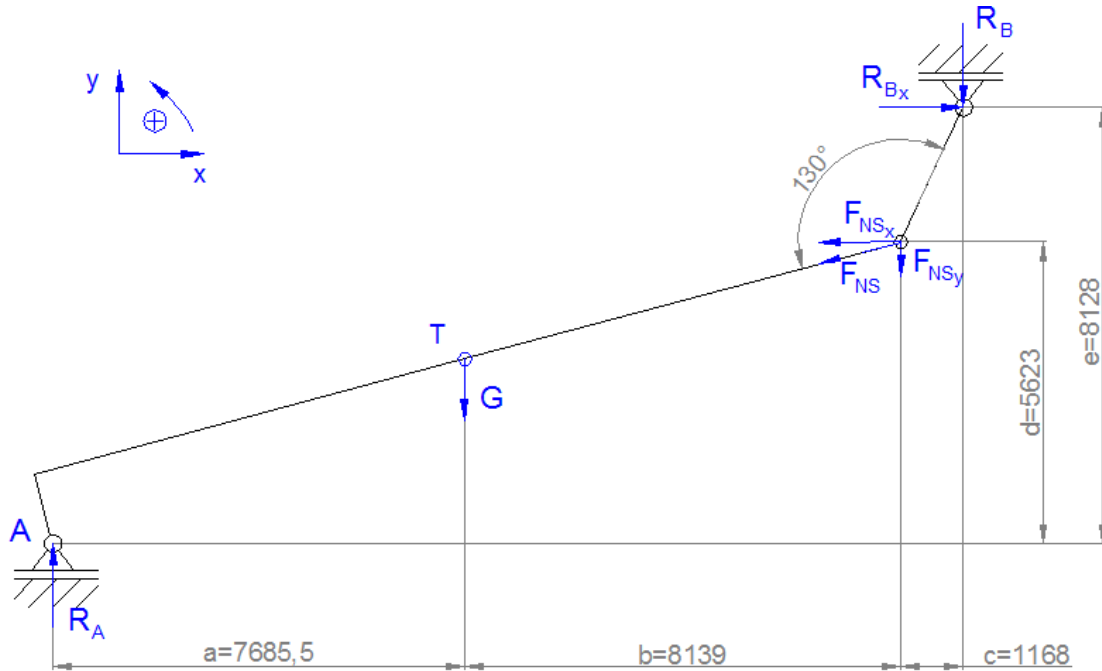
Řešením jednotlivých problémů jsem pokračoval až do konečného modelu a následných konstrukčních úprav, které vznikaly na základě pevnostních a kontrolních výpočtů jednotlivých dílů a uzlů.



Obr 5.1 Schéma konstrukčního návrhu sklápěcího mechanismu

6. Výpočet zatížení vozu při zvednuté poloze

Největší zatížení vozu předpokládám při zvednuté poloze malého shazovacího vozu. Napínací síla v pásu je v této poloze největší. Výpočtem jednotlivých reakčních sil určíme zatížení jednotlivých částí sklápěcího mechanismu (podvozek shazovacího vozu, čepové spojení, šroubové spoje), které pak na vypočtené zatížení budeme dimenzovat.



Obr. 6.1 Schéma zatížení shazovacího vozu při zvednuté poloze

- Stanovení velikosti tíhové síly shazovacího vozu

$$G = g \cdot m_v = 9,81 \cdot 10089,587 = 98978,8N \quad (6.1)$$

Kde: g ... tíhové zrychlení [$m.s^{-2}$]

m_v ... hmotnost vozu [kg]

- Rozložení napínací síly pásu do os x, y

$$F_{NS} = 133057,5N$$

$$F_{NSx} = F_{NS} \cdot \cos \alpha = 133057,5 \cdot \cos 15^\circ = 128523,6N \quad (6.2)$$

$$F_{NSy} = F_{NS} \cdot \sin \alpha = 133057,5 \cdot \sin 15^\circ = 34437,8N \quad (6.3)$$

- Výpočet reakcí

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{NS_x} + R_{B_x} = 0 \quad (6.4)$$

$$R_{B_x} = F_{NS_x} = 128523,6N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_A - G + F_{NS_y} + R_B = 0 \quad (6.5)$$

$$R_A = G + F_{NS_y} - R_B = 98973,1 + 34437,8 - 56840,2 = 76570,6N$$

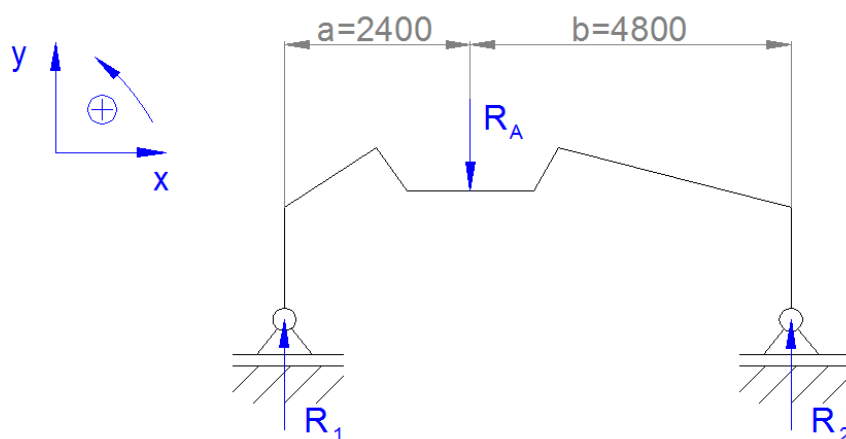
$$\sum M_A = 0$$

$$-G \cdot a - F_{NS_x} \cdot d + F_{NS_y} \cdot (a + b) - R_{B_x} \cdot e + R_B \cdot (a + b + c) = 0 \quad (6.6)$$

$$R_B = \frac{G \cdot a - F_{NS_x} \cdot d + F_{NS_y} \cdot (a + b) + R_{B_x} \cdot e}{a + b + c}$$

$$R_B = \frac{98973,1 - 128523,6 \cdot 5,623 + 34437,8 \cdot 15,824 + 128523,6 \cdot 8,128}{16,993} = 56840,2N$$

6.1. Výpočet zatížení podvozku při zvednuté poloze shazovacího vozu



Obr. 6.2 Schéma rozložení zatížení na podvozek

- Výpočet reakcí:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 - R_A + R_2 = 0 \quad (6.7)$$

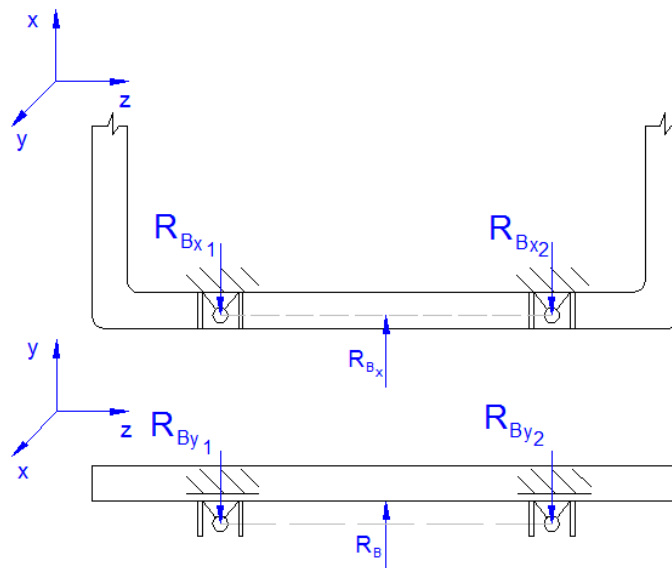
$$R_1 = R_A - R_2 = 76570,6 - 25523,5 = 51047,1N$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$R_A \cdot a + R_2 \cdot (a + b) = 0 \quad (6.8)$$

$$R_2 = \frac{R_A \cdot a}{a + b} = \frac{76570,6 \cdot 2,4}{2,4 + 4,8} = 25523,5N$$

6.2. Výpočet zatížení sklápěcího rámu při zvednuté poloze shazovacího vozu



Obr. 6.3 Schéma rozložení zatížení na zvedací rám

- Výpočet reakcí

Rovina X-Z

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Bx1} - R_{Bx} + R_{Bx2} = 0 \quad (6.9)$$

$$R_{Bx1} = R_{Bx} - R_{Bx2} = 128523,6 - 64261,8 = 64261,8N$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$R_{B_x} \cdot \frac{a}{2} - R_{B_{x_2}} \cdot a = 0 \quad (6.10)$$

$$R_{B_{x_2}} = \frac{R_{B_x} \cdot \frac{a}{2}}{a} = \frac{128523,6 \cdot \frac{2072}{2}}{2,072} = 64261,8N$$

Rovina Y-Z

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{B_{y_1}} - R_B + R_{B_{y_2}} = 0 \quad (6.11)$$

$$R_{B_{y_1}} = R_{B_y} - R_{B_{y_2}} = 56840,2 - 28420,1 = 28420,1N$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$R_B \cdot \frac{a}{2} - R_{B_{y_2}} \cdot a = 0 \quad (6.12)$$

$$R_{B_{y_2}} = \frac{R_B \cdot \frac{a}{2}}{a} = \frac{56840,2 \cdot \frac{2072}{2}}{2,072} = 28420,1N$$

- Výslednice zatížení čepu zvedacího rámu

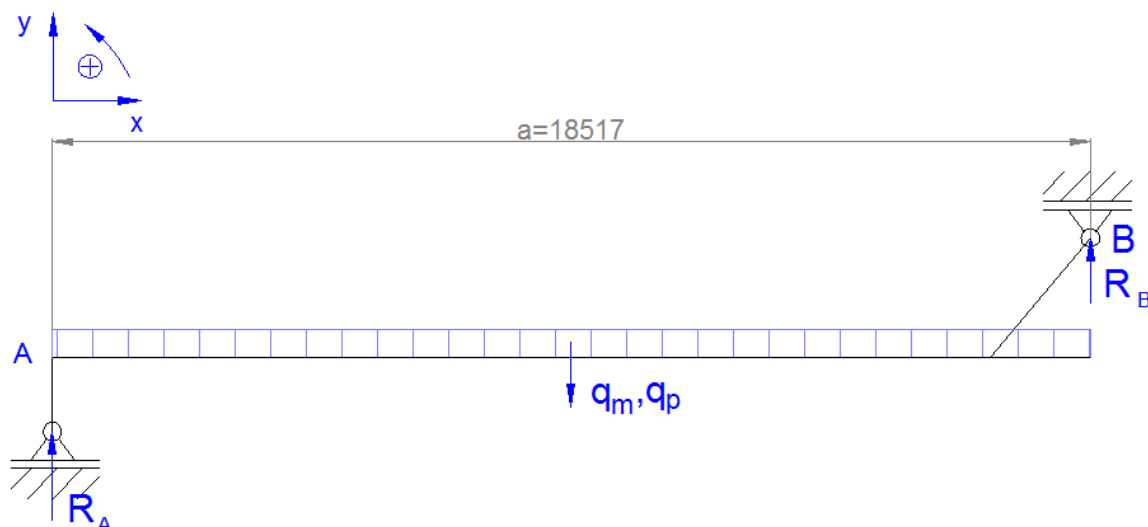
$$R_{B_{V_1}} = \sqrt{R_{B_{x_1}}^2 + R_{B_{y_1}}^2} = \sqrt{64261,8^2 + 28420,1^2} = 70265,8N \quad (6.13)$$

$$R_{B_{V_1}} = R_{B_{V_2}} = 70265,8N$$

6.3. Výpočet zatížení shazovacího vozu při sklopené poloze, kontrola průřezu

Shazovací vůz ve sklopené poloze je zatěžován hmotností přepravovaného materiálu a hmotností pásu pásového dopravníku. Toto zatížení působí po celé délce shazovacího vozu.

- Měrná hmotnost přepravovaného materiálu $q_m=245,1 \text{ kg.m}^{-1}$
- Měrná hmotnost dopravníkového pásu $q_p=19,98 \text{ kg.m}^{-1}$



Obr. 6.4 Schéma zatížení shazovacího vozu při sklopené poloze

- Určení reakcí

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A - q_m \cdot a - q_p \cdot a + R_B = 0 \quad (6.14)$$

$$R_A = q_m \cdot a + q_p \cdot a - R_B = 245 \cdot 18,517 + 19,98 \cdot 18,517 - 24062,9 = 24071,2N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-\frac{q_m \cdot a^2}{2} - \frac{q_p \cdot a^2}{2} + R_B \cdot a = 0 \quad (6.15)$$

$$R_B = \frac{\frac{q_m \cdot a^2}{2} + \frac{q_p \cdot a^2}{2}}{a} = \frac{\frac{245 \cdot 18,517^2}{2} + \frac{19,98 \cdot 18,517^2}{2}}{18,517} = 24062,9N$$

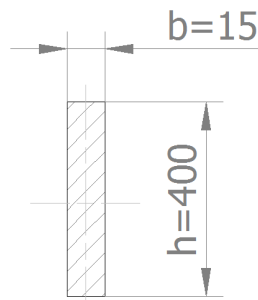
- Maximální ohybový moment zatěžující průřez

$$M_{O_{max}} = R_A \cdot \frac{a}{2} - (q_m + q_p) \cdot \frac{a}{2} \cdot \frac{a}{4} \quad (6.16)$$

$$M_{O_{max}} = 24071,2 \cdot \frac{18,517}{2} - (245 + 19,98) \cdot \frac{18,517}{2} \cdot \frac{18,517}{2} = 124300Nm$$

Zatížení zatěžuje dva nosníky konstrukce shazovacího vozu, proto bude maximální ohybový moment zatěžující průřez poloviční tedy $M_o = 62150Nm$.

- Průřezový modul v ohybu



Obr. 6.5 Průřez nosníku shazovacího vozu

$$W_o = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{15 \cdot 400^2}{6} = 400000mm^4 \quad (6.17)$$

- Kontrola průřezu na ohyb

Materiál nosníku shazovacího vozu je 11 523, který má mez kluzu $R_e=333MPa$. [1]

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{333}{2} = 166,5MPa \quad (6.18)$$

k_s ...součinitel bezpečnosti, volím $k_s=2$

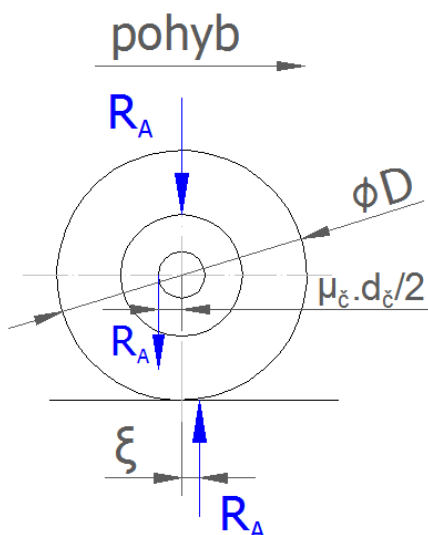
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (6.19)$$

$$\sigma_o = \frac{62150 \cdot 10^3}{400000} = 155,375MPa \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Navržený průřez z hlediska namáhání na ohyb vyhovuje.

7. Stanovení jízdního odporu shazovacího vozu

Jízdní odpory jsou způsobeny valivým třením mezi koly podvozku s hlavou kolejnice a valivým třením čepů pojezdových kol v ložiscích. Kola podvozku jsou zatížena reakční silou R_1 stanovenou v kapitole 6. Jízdní odpor je síla, která působí proti pohybu zvedání shazovacího vozu. S touto silou musíme počítat při navrhování sklápěcího mechanismu.



Obr. 6.1 Silové poměry na kole při valení

Veškeré pohybové odpory musí být překonány působením síly ve směru pohybu, která je v rovnováze s pohybovými odpory. To znamená, působí opačným směrem. Vzorce použity z literatury [7].

$$F_{TR} \cdot \frac{D}{2} = R_A \cdot \xi + R_A \cdot \mu_{\check{c}} \cdot \frac{d_{\check{c}}}{2} \quad (7.1)$$

$$F_{TR} = \frac{2 \cdot R_A \cdot \left(\xi + \mu_{\check{c}} \cdot \frac{d_{\check{c}}}{2} \right)}{D} = \frac{2 \cdot 76570,6 \cdot \left(0,0005 + 0,002 \cdot \frac{0,18}{2} \right)}{0,72} = 144,6N$$

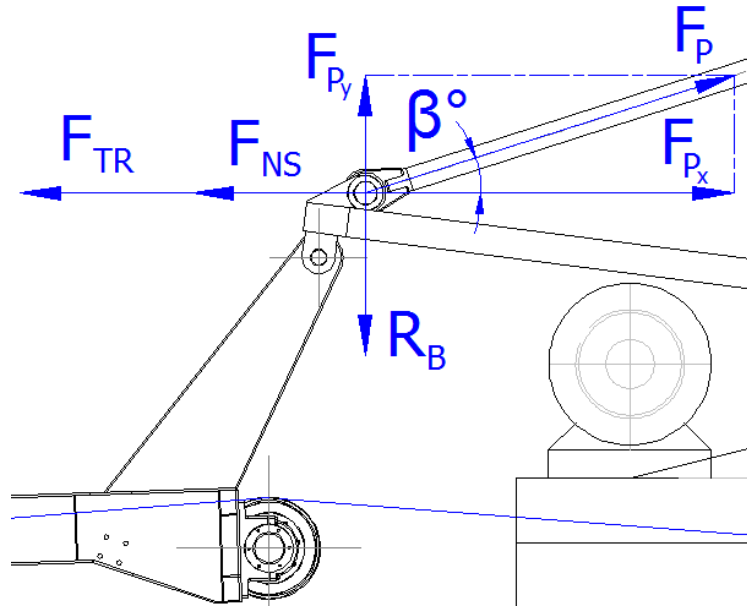
Kde: $\mu_{\check{c}}$... koeficient čepového tření, pro valivá ložiska 0,0015÷0,003, volím $\mu_{\check{c}}=0,002$ [7]

$d_{\check{c}}$... průměr čepu ø180mm

ξ ... koeficient valivého tření, pro dobrou kolej $\xi=0,0005$ mm [7]

8. Stanovení velikosti síly potřebné pro zvednutí shazovacího vozu

Pro zvedání shazovacího vozu bude použito dvou hydraulických přímočarých motorů. Potřebnou zvedací sílu určíme ze silového rozboru sklápěcího mechanismu viz. Obr. 8.1. Velikosti zatěžujících sil R_B , F_{TR} a F_{NS} byly stanoveny v předešlých kapitolách, respektive kapitola 6,7,4. Geometrie a úhly vychází z konstrukčního návrhu sklápěcího mechanismu provedeného v programu Autodesk Inventor Profesional 2012. [25]



Obr. 8.1 Rozložení sil při zvedání shazovacího vozu

Síla F_p vyvozována přímočarým hydromotorem působí pod úhlem β . Z návrhu sklápěcího mechanismu víme, že velikost úhlu $\beta=18^\circ$. Rozložením síly F_p do osy y dostaneme podmínku

$$F_{p_y} \geq R_B \quad (8.1)$$

V mezním případě se budou tyto síly rovnat. Po té z Pythagorovy věty stanovíme velikost F_p .

$$\sin \beta = \frac{R_B}{F_p} \rightarrow F_p = \frac{R_B}{\sin \beta} \quad (8.2)$$

$$F_p = \frac{56840}{\sin 18} = 183938,1N$$

Rozložením síly F_p do osy x dostaneme podmínku:

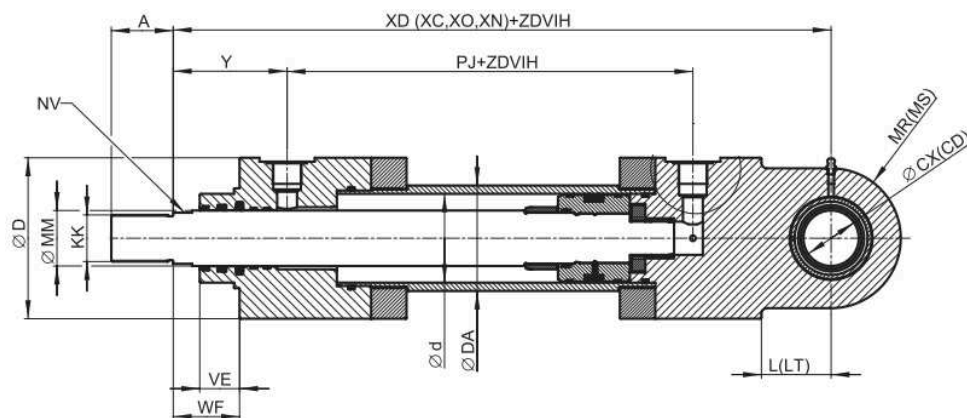
$$F_{P_x} \geq F_{TR} + F_{NS} \quad (8.3)$$

$$F_p \cdot \cos \beta \geq F_{TR} + F_{NS}$$

$$183938,1 \cdot \cos 18^\circ \geq 144,6 + 133057,5$$

$$174935,5N \geq 133202,1N \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Z daných podmínek vyplývá, že pro zvednutí shazovacího vozu je minimálně potřebná síla $F_p=183938,1N$. Při použití dvou přímočarých hydromotorů je síla F_p poloviční. Z katalogu výrobce Hydraulics s.r.o. dostupných na internetových stránkách [22]. Byl vybrán vhodný přímočarý hydromotor s těmito parametry.



Obr. 8.2 Rozměrové parametry přímočarého hydromotoru

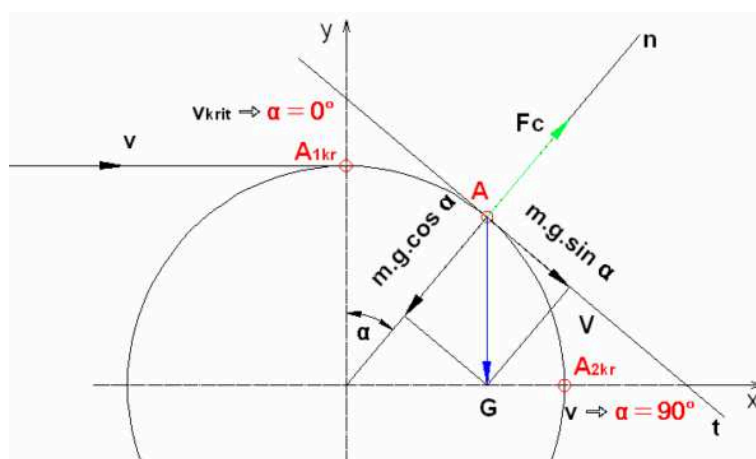
Parametr	Hodnota
Zdvih [mm]	2935
Hmotnost [mm]	964
Provozní tlak [MPa]	20
Síla při vysouvání [KN]	602,88
Síla při zasouvání [KN]	301,06
Účinnost při zasouvání [-]	0,94
Účinnost při vysouvání [-]	0,96
ød [mm]	200
øMM [mm]	140
KK	M100x3
EE _M	M42x2
øD [mm]	306
øDA [mm]	245

Tab. 8.1 Parametry přímočarého hydromotoru

9. Kontrola přesypu materiálu ze shazovacího vozu

Doprava materiálu ze shazovacího vozu na podávací pás velkého shazovacího vozu je prováděna vrhem materiálu. Proto je nutné provést kontrolu geometrie sklápěcího mechanismu. Je zapotřebí aby všichni materiál dopadal na podávací pás a nedocházelo ke ztrátám materiálu anebo jeho nevhodného hromadění.

9.1. Určení vrhové paraboly



Obr. 9.1 Vrhová parabola z vratného bubnu [23]

Při zanedbání tření mezi pásem a materiálem dojde v bodě A k odloučení materiálového zrna od povrchu pásu. V bodě A musí platit rovnováha odstředivé síly působící na zrno materiálu a odstředivé složky tíhy materiálu:

$$\frac{m \cdot v^2}{R} = m \cdot g \cdot \cos \alpha_B \quad (9.1)$$

V okamžiku rovnováhy dostaneme úhel přepadu částice materiálu α .

$$\alpha = \arccos \frac{v^2}{g \cdot R} \quad (9.2)$$

$$\alpha = \arccos \frac{3,4^2}{9,81 \cdot 0,315} = \arccos 3,74$$

$$\alpha = 0^\circ$$

Kde: v ... rychlost pásového dopravníku

R ... poloměr vratného bubnu

g ... gravitační zrychlení, $g=9,81 \text{ m.s}^{-2}$

- Úhel tečny k vrhové parabole

$$\beta = 90^\circ - \alpha = 90^\circ - 0^\circ = 90^\circ \quad (9.3)$$

- Rozložení pohybu materiálu do os x a y (kladný směr je směr dolů)

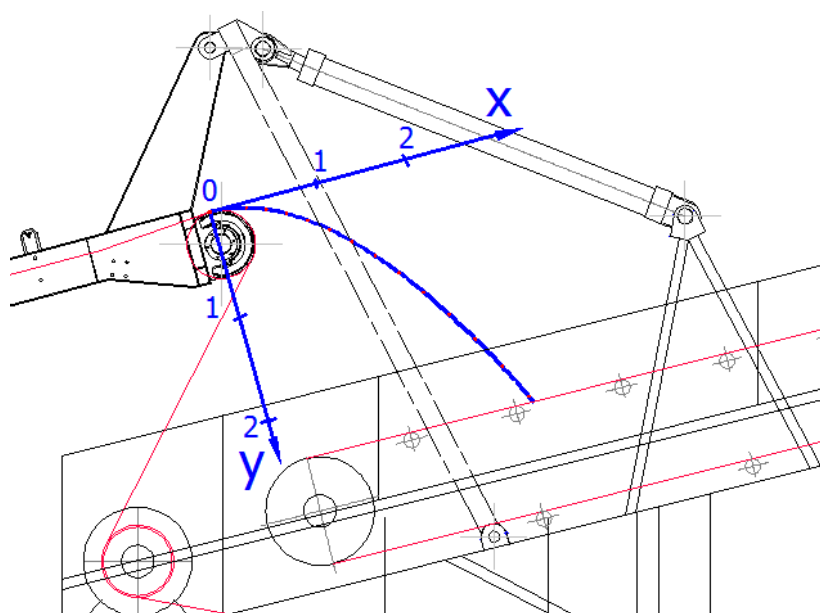
$$x = v \cdot \cos \alpha \cdot t \quad (9.4)$$

$$y = v \cdot \sin \alpha \cdot t + \frac{g \cdot t^2}{2} \quad (9.5)$$

Z těchto rovnic určíme vrhovou parabolu materiálu při konstantní rychlosti $v=3,4 \text{ m.s}^{-1}$ v čase $t=\langle 0;7 \rangle$. Pro určení průběhu vrhové paraboly použijeme program Microsoft Exel [27].

Parametry	Hodnoty															
$v [\text{m.s}^{-1}]$	3,4															
$g [\text{m.s}^{-2}]$	9,81															
$t [\text{s}]$	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	
$x [\text{m}]$	0	0,17	0,34	0,51	0,68	0,85	1,02	1,19	1,36	1,53	1,7	1,87	2,04	2,21	2,38	
$y [\text{m}]$	0	0,01	0,05	0,11	0,2	0,31	0,44	0,6	0,75	0,99	1,23	1,48	1,77	2,07	2,4	

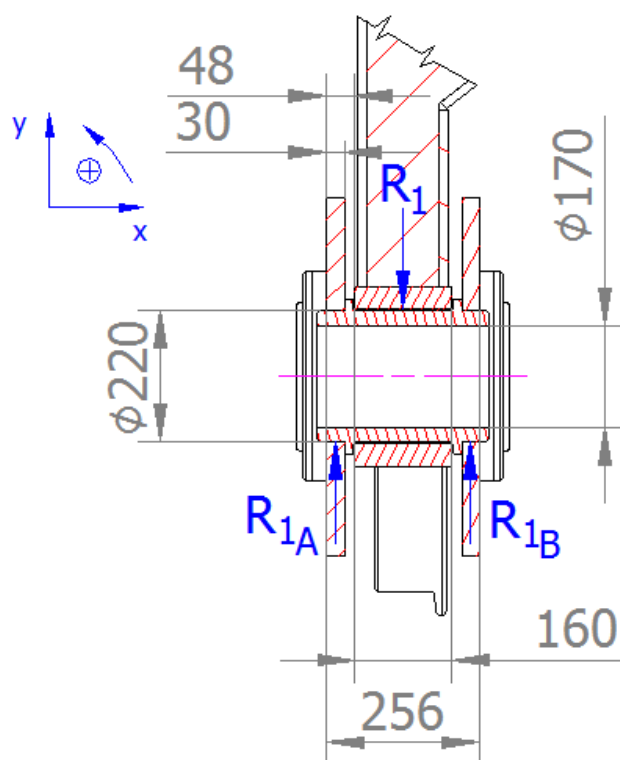
Tab. 9.1 Hodnoty souřadnic X-Y vrhové paraboly v čase t



Obr. 9.2 Průběh vrhové paraboly promítnuté do horní polohy shazovacího vozu

Z Obr. 9.2 je patrné, že materiál bude dopadat na podávací pás velkého shazovacího vozu ve vzdálenosti v ose $x=2380\text{mm}$ a ose $y=2403\text{mm}$. Čas dopadu materiálu je přibližně $t=0,7\text{s}$. Detailní průběh vrhové paraboly je zobrazen v grafu viz Příloha 7.

10. Kontrola čepu nápravy (podvozku)



Obr. 10.1 Schéma zatížení čepu nápravy

Kontrolován je čep nápravy, který je zatěžován silou $R_1=51047,1\text{N}$, viz kapitola 6.

- Výpočet reakcí

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1A} + R_{1B} - R_1 = 0 \quad (10.1)$$

$$R_{1A} = R_1 - R_{1B} = 51047,1 - 25523,5 = 25523,5\text{N}$$

$$\sum M_A = 0$$

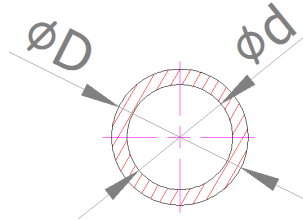
$$-\frac{R_1}{2} \cdot 73 - \frac{R_1}{2} \cdot 153 + R_{1B} \cdot 226 = 0 \quad (10.2)$$

$$R_{1B} = \frac{\frac{R_1}{2} \cdot 73 + \frac{R_1}{2} \cdot 153}{226} = \frac{\frac{51047}{2} \cdot 73 + \frac{51047}{2} \cdot 153}{226} = 25523,5\text{N}$$

- Maximální ohybový moment

$$M_{o_{max}} = \frac{R_1}{2} \cdot (80 + 33) = \frac{51047}{2} \cdot (0,08 + 0,033) = 2884,16 Nm \quad (10.3)$$

- Průřezový modul v ohybu



Obr. 10.2 Průřez čepu

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,22^4 - 0,17^4}{0,22} = 6,73 \cdot 10^{-4} m^4 \quad (10.4)$$

- Kontrola čepu na ohyb

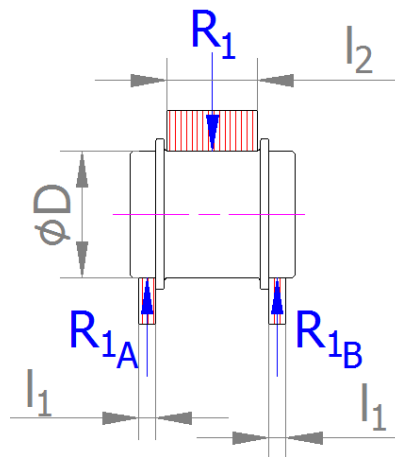
Dovolené napětí pro materiál 11 500 je $\sigma_{Do} = 100 MPa$ [1]

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (10.5)$$

$$\sigma_o = \frac{2884,16}{6,73 \cdot 10^{-4}} = 4285527,5 Pa = 4,285 MPa \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Čep z hlediska namáhání na ohyb vyhovuje.

- Kontrola čepu na otláčení



Obr. 10.3 Schéma rozložení sil na čepu

Dovolené napětí pro kalenou ocel- kompozici je $p_D = 9MPa$. [1]

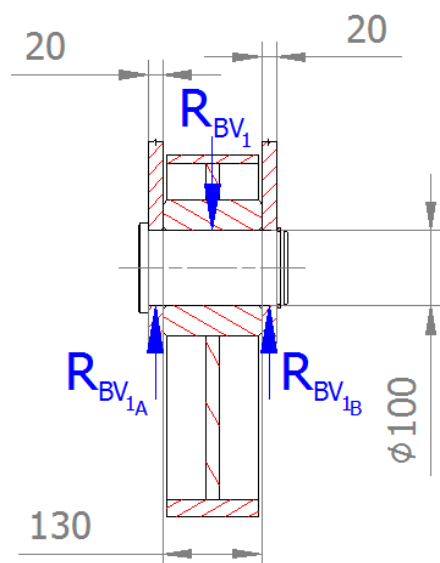
$$p_1 = \frac{R_1}{2 \cdot D \cdot l_1} \leq p_D \quad (10.6)$$

$$p_1 = \frac{51047,1}{2 \cdot 220 \cdot 60} = 1,93MPa$$

$$p_2 = \frac{R_1}{D \cdot l_2} \leq p_D \quad (10.7)$$

$$p_2 = \frac{51047,1}{220 \cdot 160} = 1,45MPa$$

11. Kontrola čepu sklápěcího rámu



Obr. 11.1 Schéma zatížení čepu sklápěcího rámu

Kontrolován je čep sklápěcího rámu, který je zatěžován silou $R_{BV_1} = 70265,8N$, viz kapitola 6.2.

- Výpočet reakcí

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{BV_{1A}} - R_{BV_1} + R_{BV_{1B}} = 0 \quad (11.1)$$

$$R_{BV_{1A}} = R_{BV_1} - R_{BV_{1B}} = 70265,8 - 35132,9 = 35132,9N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{BV_1} \cdot 75 + R_{BV_{1B}} \cdot 150 = 0 \quad (11.2)$$

$$R_{BV_{1B}} = \frac{R_{BV_1} \cdot 75}{150} = 35132,9N$$

- Maximální ohybový moment

$$M_{O_{max}} = \frac{R_{BV_1}}{2} \cdot (10 + 65) = \frac{70265,8}{2} \cdot (0,075) = 2635Nm \quad (11.3)$$

- Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,1^3}{32} = 9,82 \cdot 10^{-5} m^4 \quad (11.4)$$

- Kontrola čepu na ohyb

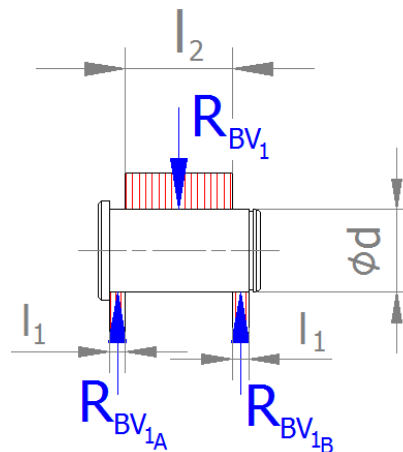
Dovolené napětí pro materiál 11 500 je $\sigma_{Do} = 100 MPa$. [1]

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (11.5)$$

$$\sigma_o = \frac{2635}{9,82 \cdot 10^{-5}} = 26832993 Pa = 26,832 MPa \rightarrow \text{vyhovuje}$$

- Kontrola čepu na otláčení

Dovolené napětí pro kontakt ocel- ocel je $p_D = 100 MPa$. [1]



Obr. 11.2 Schéma rozložení sil na čepu sklápěcího rámu

$$p_1 = \frac{R_{BV1}}{2 \cdot d \cdot l_1} \leq p_D \quad (11.6)$$

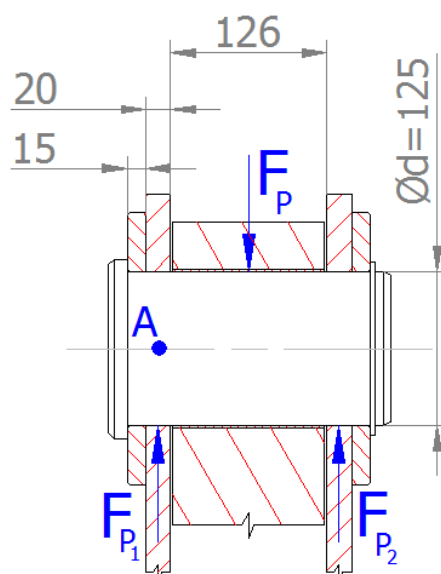
$$p_1 = \frac{70265,8}{2 \cdot 100 \cdot 20} = 17,56 MPa \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p_2 = \frac{R_{BV1}}{d \cdot l_2} \leq p_D \quad (11.7)$$

$$p_2 = \frac{70265,8}{100 \cdot 130} = 5,4 MPa \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Čep zvedacího rámu z hlediska nahání na otláčení vyhovuje.

12. Kontrola čepu přímočarého hydromotoru



Obr. 12.1 Schéma zatížení čepu přímočarého hydromotoru

Kontrolován je čep přímočarého hydromotoru, který spojuje sklápěcí rám s tímto přímočarým hydromotorem. Čep je zatěžován polovinou síly $F_P = 183938,1N$, viz kapitola 8. Pro výpočet budeme uvažovat, že $F_P = 100000N$.

- Výpočet reakcí

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_P - F_{P_1} + F_{P_2} = 0 \quad (12.1)$$

$$F_{P_1} = F_P - F_{P_2} = 100000 - 50000 = 50000N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{P_2} \cdot 146 - F_P \cdot 73 = 0 \quad (12.2)$$

$$F_{P_2} = \frac{F_P \cdot 73}{146} = 50000N$$

- Maximální ohybový moment

$$M_{O_{max}} = F_{P_1} \cdot 73 = 50000 \cdot (0,073) = 3650Nm \quad (12.3)$$

- Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,125^3}{32} = 1,917 \cdot 10^{-4} m^4 \quad (12.4)$$

- Kontrola čepu na ohyb

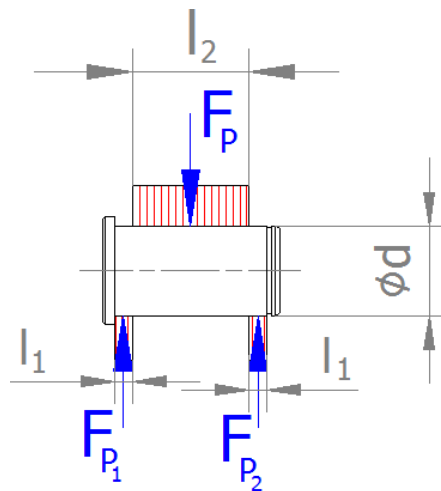
Dovolené napětí pro materiál 11 500 je $\sigma_{Do} = 100 MPa$ [1]

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (12.5)$$

$$\sigma_o = \frac{3650}{1,917 \cdot 10^{-4}} = 19 MPa \rightarrow \text{vyhovuje}$$

- Kontrola čepu na otlačení

Dovolené napětí pro kontakt ocel- ocel je $p_D = 100 MPa$ [1]



Obr.12.2 Schéma rozložení sil na čepu přímočarého hydromotoru

$$p_1 = \frac{F_p}{2 \cdot d \cdot l_1} \leq p_D \quad (12.6)$$

$$p_1 = \frac{100000}{2 \cdot 125 \cdot 126} = 3,17 MPa \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p_2 = \frac{F_{p_1}}{d \cdot l_2} \leq p_D \quad (12.7)$$

$$p_2 = \frac{50000}{125 \cdot 35} = 11,4 MPa \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Čep zvedacího rámu z hlediska namáhání na otlačení vyhovuje.

13. Kontrolní výpočet šroubu pražce shazovacího vozu

Šroubový spoj je zatěžován silou kolmo k ose šroubu. Tato síla se skládá z hmotnosti přepravovaného materiálu a dopravníkového pásu vztaženou na jeden pražec a samotnou tíhou pražce.

- Tíhová síla materiálu

$$F_m = q \cdot L \cdot q_m = 9,81 \cdot 18,517 \cdot 245 = 44504,7N \quad (13.1)$$

- Tíhová síla pásu

$$F_p = q \cdot L \cdot q_p = 9,81 \cdot 18,517 \cdot 19,98 = 3629,4N \quad (13.2)$$

- Celková síla zatěžující pražce

$$F_c = F_m + F_p = 44504 + 3629,4 = 48134,1N \quad (13.3)$$

Kde: q - tíhové zrychlení

L - délka shazovacího vozu

q_m - měrná hmotnost materiálu

q_p - měrná hmotnost pásu

Po celé délce shazovacího vozu je celkem 17 pražců. Pro zjednodušení budeme uvažovat, že každý pražec bude zatěžován právě $\frac{1}{17}F_c$.

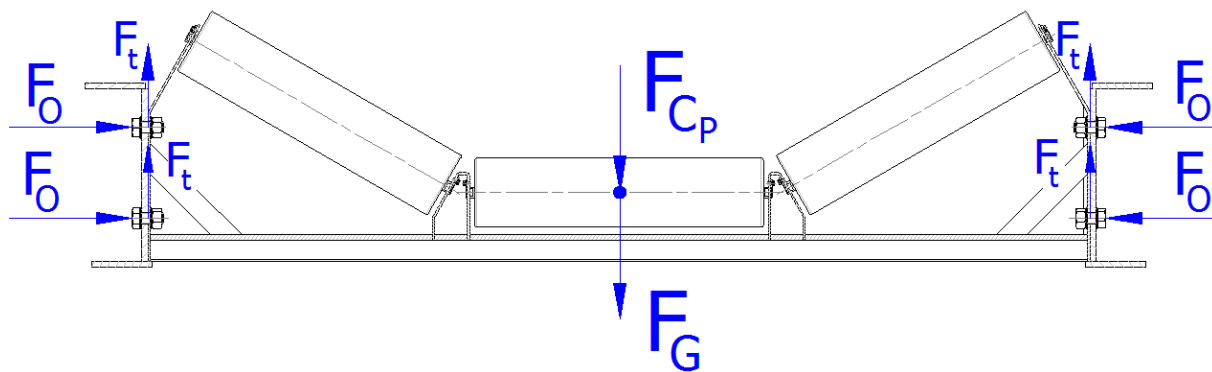
- Celková síla zatěžující jeden pražec

$$F_{c_p} = \frac{1}{17} \cdot F_c = \frac{1}{17} \cdot 48134,1 = 2831,4N \quad (13.4)$$

- Tíha pražce zatěžující šroubový spoj

Hmotnost jednoho pražce je $m_p=107,65\text{kg}$, tato hodnota je získána z předběžného návrhu pražce pomocí programu Autodesk Inventor Profesional 2012 [25].

$$F_g = m_p \cdot q = 107,65 \cdot 9,81 = 1056N \quad (13.5)$$



Obr. 13.1 Schéma rozložení zatížení prážce

- Stanovení předpětí ve šroubu

$$F_t \geq F_{Cp} + F_G \quad (13.6)$$

$$F_t = F_O \cdot f \geq \frac{k \cdot (F_{Cp} + F_G)}{i} \quad (13.7)$$

$$F_O = \frac{k \cdot (F_{Cp} + F_G)}{f \cdot i} = \frac{1,3 \cdot (2831,4 + 1056)}{0,1 \cdot 4} = 12634,05N$$

Kde: k...součinitel bezpečnosti, volím k=1,3 [2]

i... počet šroubů, i=4

f... součinitel tření mezi materiály, volím f=0,1 [2]

13.1. Kontrola šroubu

Šroubový spoj prážce je tvořen šroubem M27x3 , který má tyto parametry [1]

Průměr závitů: d=27mm

d₂=25,051mm

d₁=23,752mm

d₃=23,319mm

Materiál šroubu: Třída pevnosti 5.6- Re=300MPa, Rm=400MPa

- Tahové napětí ve šroubu

$$\sigma_o = \frac{F_O}{S} = \frac{F_O}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4 \cdot 12634,05}{\pi \cdot 23,319^2} = 29,58MPa \quad (13.8)$$

- Třecí redukovaný úhel

$$\varphi' = \arctg \cdot \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \cdot \frac{0,13}{\cos \frac{60}{2}} = 8,53^\circ \quad (13.9)$$

Kde: α ... vrcholový úhel závitu, pro Metrický závit je $\alpha=60^\circ$

f_z ... součinitel tření na závitu, volím $f_z=0,13$ [2]

P ... stoupání závitu, $P=3$

- Úhel stoupání

$$\psi = \arctg \cdot \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \cdot \frac{3}{\pi \cdot 25,051} = 2,18^\circ \quad (13.10)$$

- Krutové napětí

$$\tau_K = \frac{F_0 \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{12634,05 \cdot \operatorname{tg}(8,53 + 2,18) \cdot \frac{25,051}{2}}{\frac{\pi \cdot 23,319^3}{16}} = 12,02 \text{ MPa} \quad (13.11)$$

- Výpočet redukovaného napětí pomocí Guestovy hypotézy

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{29,58^2 + 4 \cdot 12,02^2} = 38,12 \text{ MPa} \quad (13.12)$$

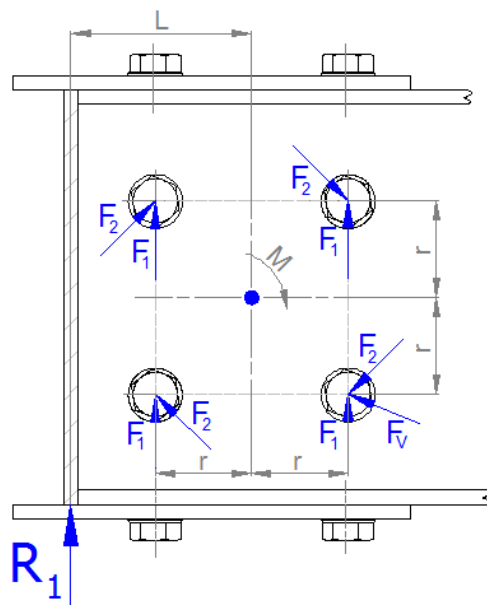
- Výpočet bezpečnosti

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \geq 1,5 \quad (13.13)$$

$$k = \frac{300}{38,12} = 7,87 \geq 1,5 \rightarrow \text{navržená šroubový spoj vyhovuje}$$

14. Kontrolní výpočet šroubu spojující podvozek s rámem shazovacího vozu

Pro výpočet je uvažováno s excentrickým zatížením šroubového spoje s lícovanými šrouby provozní silou R_1 podle obr. 14.1, která byla určena v kapitole 6. Výsledná síla F_v zatěžující jednotlivé šrouby jsou určeny vektorovým součtem dílčích sil F_1 a F_2 .



Obr.14.1 Schéma zatížení sil působící na lícovaný šroubový spoj

- Výpočet dílčích sil [2]

$$F_1 = \frac{R_1}{i} = \frac{51047}{4} = 12761,75N \quad (14.1)$$

$$F_2 = \frac{M}{i \cdot r \cdot \sqrt{2}} = \frac{F \cdot L}{i \cdot r \cdot \sqrt{2}} = \frac{51047 \cdot 137,5}{4 \cdot 100 \cdot \sqrt{2}} = 12407,9N \quad (14.2)$$

- Výsledná síla zatěžující šroub

$$F_v = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} = \sqrt{12761,75^2 + 12407,9^2} = 17799,4N \quad (14.3)$$

V případě použití lícovaného šroubu je válcový dílek šroubu o průměru D namáhán na střih. Při větším počtu šroubu ($i > 3$) nelze počítat s tím, že se provozní síla rozdělí na všechny šrouby. Potom se uvažuje, že jen $\frac{3}{4}$ šroubů přenáší plně sílu F_v . [2]

- Určení smykového napětí

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_V \cdot 4}{i \cdot k_s \cdot \pi \cdot D^2} \leq \tau_{Ds} \quad (14.4)$$

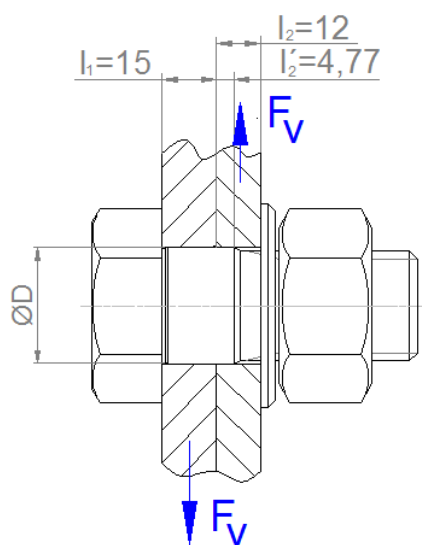
$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{17799,4 \cdot 4}{4 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 30^2}$$

$$\tau_{max} = 8,393 \text{ MPa} \leq \tau_{Ds} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: ks... počet střižných ploch, ks=1 [2]

τ_{Ds} ... dovolené napětí ve stříhu, $\tau_{Ds} = 50 \div 70 \text{ MPa}$, volím $\tau_{Ds} = 60 \text{ MPa}$ [2]

- Kontrola lícovaného šroubu na otláčení



Obr. 14.2 Schéma lícovaného šroubového spoje

$$p = \frac{F}{i \cdot D \cdot l_{min}} \leq p_D \quad (14.5)$$

$$p_1 \leq p_{D1}; \quad p_2 \leq p_{D2} \quad (14.6)$$

$$l_1 > l_2 \rightarrow p_2 > p_1 \quad (14.7)$$

$$p_2 = \frac{F_V}{l'_2 \cdot D \cdot i} = \frac{17799,4}{4,77 \cdot 30 \cdot 4} = 31 \text{ MPa} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (14.8)$$

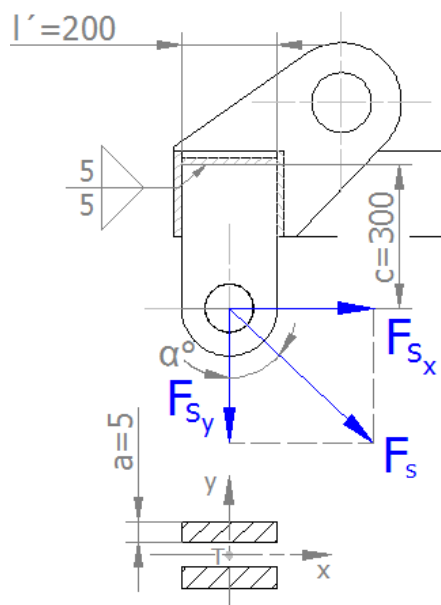
Kde: l_1, l_2, l'_2 ... délky přírub

p_d ... dovolený tlak, $p_d = 120 \text{ MPa}$ pro ocelový styk [1]

15. Výpočet koutových svarů sklápěcího rámu

15.1. Kontrolní výpočet svarů ok sklápěcího rámu

Oko sklápěcího mechanismu je namáháno silou od shazovacího vozu vypočtenou v kapitole 6. Tato síla namáhá svar na smyk a ohybovým momentem. Největší namáhání svaru je v horní poloze shazovacího vozu. Pro svařování bude použita elektroda OK48.00 s mezí kluzu $R_e=445\text{MPa}$. Pro výpočet svaru byly použity vzorce z literatury [2].



Obr. 15.1 Schéma zatížení svaru oka sklápěcího rámu

- Určení zatěžující síly F_s

Sklápěcího mechanismu je zatěžováno reakční silou R_B . Tato síla se rozkládá do dvou čepových spojů, které jsou tvořeny dvěma oky. Tudíž velikost zatěžující síly jednoho oka bude:

$$F_s = \frac{R_B}{4} = \frac{56840,2}{4} = 14210\text{N} \quad (15.1)$$

- Rozložení zatěžující síly F_s do směru X, Y

Zatěžující síla působí pod úhlem $\alpha=62,5^\circ$, který jsme určili z předběžného návrhu sklápěcího mechanismu v horní poloze pomocí programu Inventor Profesional 2012 [25].

$$F_{sy} = \cos \alpha \cdot F_s = \cos 62,5 \cdot 14210 = 6561,4\text{N} \quad (15.2)$$

$$F_{sx} = \sin \alpha \cdot F_s = \sin 62,5 \cdot 14210 = 12604,4\text{N} \quad (15.3)$$

- Určení výpočtové délky svaru

$$l = l' - 2 \cdot k = 200 - 2 \cdot 5 = 190 \text{ mm} \quad (15.4)$$

Kde: l' ... celková délka svaru

k ... délka počátečního a koncového svaru, u koutového svaru $k=a=5$

a ... výška svaru

- Smykové napětí rovnoběžné s osou svaru

$$\tau_{\parallel}^{F_{Sy}} = \frac{F_{Sy}}{S_{SV}} = \frac{F_{Sy}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{6561,4}{2 \cdot 5 \cdot 190} = 3,45 \text{ MPa} \quad (15.5)$$

- Smykové napětí kolmé k ose svaru

$$\tau_{\perp}^{F_{Sx}} = \frac{F_{Sx}}{S_{SV}} = \frac{F_{Sx}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{12604,4}{2 \cdot 5 \cdot 190} = 6,63 \text{ MPa} \quad (15.6)$$

- Smykové napětí od ohybového momentu

$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{Sx} \cdot c}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot l^2 \cdot a} = \frac{12604,4 \cdot 300}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 190^2 \cdot 5} = 62,85 \text{ MPa} \quad (15.7)$$

Kde: c ... rameno působící síly

W_o ... průřezový modul v ohybu

- Celkové redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\parallel}^{F_{Sy}}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{M_o} + \tau_{\perp}^{F_{Sx}}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{3,45}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{62,85 + 6,63}{0,75}\right)^2} = 92,79 \text{ MPa} \quad (15.8)$$

Kde: k_3 ... převodní součinitel, který vyjadřuje změny vlastnosti materiálu, $k_3=0,75$

k_4 ... převodní součinitel, který vyjadřuje změny vlastnosti materiálu, $k_4=0,65$

- Určení součinitele závislosti na velikosti svaru β

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot a = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot 5 = 1,086 \quad (15.9)$$

- Kontrola svarového spoje

$$\sigma_r \leq \beta \cdot \sigma_D = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} \quad (15.10)$$

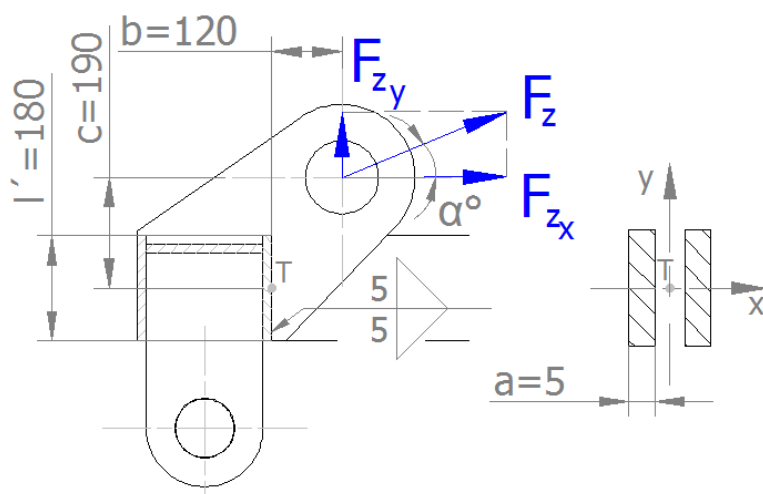
$$92,79 \text{ MPa} \leq 1,086 \cdot \frac{445}{1,5}$$

$17,48 \text{ MPa} \leq 322,2 \text{ MPa} \rightarrow$ Navržený koutový svar vyhovuje.

Kde: k_s ... součinitel statické bezpečnosti, volím $k_s=1,5$ [2]

15.2. Kontrolní výpočet svarů ok přímočarého hydromotoru

Oko přímočarého hydromotoru na sklápěcím mechanismu je namáháno zvedací silou hydromotoru vypočtenou v kapitole 8. Tato síla namáhá svar na smyk a ohybovým momentem. Největší namáhání svaru je v dolní poloze shazovacího vozu v okamžiku zvedání shazovacího vozu. Pro svařování bude použita elektroda OK48.00 s mezí kluzu $Re=445 \text{ MPa}$. Pro výpočet svaru byly použity vzorce z literatury [2].



Obr.15.2 Schéma zatížení svaru oka přímočarého hydromotoru na sklápěcím rámu

- Určení zatěžující síly F_p

Oko přímočarého hydromotoru je zatěžováno silou potřebnou pro zvednutí shazovacího vozu F_p , vypočtenou v kapitole 8. Tato síla se rozkládá do dvou čepových spojů, které jsou tvořeny dvěma oky. Tudíž velikost zatěžující síly jednoho oka bude:

$$F_z = \frac{F_p}{4} = \frac{183938,1}{4} = 45984,5 \text{ N} \quad (15.11)$$

Pro výpočet volím velikost síly $F_Z=50000N$. Přikláním se tak více na stranu bezpečnosti.

- Rozložení zatěžující síly F_Z do směru X, Y

Zatěžující síla působí pod úhlem $\alpha=25^\circ$, který jsme určili z předběžného návrhu sklápěcího mechanismu pomocí programu Inventor Profesional 2012 [25].

$$F_{Z_y} = \cos \alpha \cdot F_Z = \cos 15 \cdot 50000 = 45315,4N \quad (15.12)$$

$$F_{Z_x} = \sin \alpha \cdot F_Z = \sin 15 \cdot 50000 = 21130,9N \quad (15.13)$$

- Určení výpočtové délky svaru

$$l = l' - 2 \cdot k = 180 - 2 \cdot 5 = 170mm \quad (15.14)$$

Kde: l' ... celková délka svaru

k ... délka počátečního a koncového svaru, u koutového svaru $k=a=5$

a ... výška svaru

- Smykové napětí rovnoběžné s osou svaru

$$\tau_{\parallel}^{F_{Z_y}} = \frac{F_{Z_y}}{S_{SV}} = \frac{F_{Z_y}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{21130,9}{2 \cdot 5 \cdot 170} = 12,4MPa \quad (15.15)$$

- Smykové napětí kolmé k ose svaru

$$\tau_{\perp}^{F_{Z_x}} = \frac{F_{Z_x}}{S_{SV}} = \frac{F_{Z_x}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{45315,4}{2 \cdot 5 \cdot 170} = 26,66MPa \quad (15.16)$$

- Smykové napětí od ohybového momentu

$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{Z_x} \cdot c - F_{Z_y} \cdot b}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot l^2 \cdot a} = \frac{45315,4 \cdot 190 - 21130,9 \cdot 120}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 170^2 \cdot 5} = 126,1MPa \quad (15.17)$$

Kde: c, d ... ramena působících sil

W_o ... průřezový modul v ohybu

- Celkové redukované napětí

$$\sigma_r = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\parallel}^{F_{Z_y}}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{M_o} + \tau_{\perp}^{F_{Z_x}}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{12,4}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{126,1 + 26,66}{0,75}\right)^2} = 204,6MPa \quad (15.18)$$

Kde: k_3 ... převodní součinitel, který vyjadřuje změny vlastnosti materiálu, $k_3=0,75$

k_4 ... převodní součinitel, který vyjadřuje změny vlastnosti materiálu, $k_4=0,65$

- Určení součinitele závislosti na velikosti svaru β

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot a = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot 5 = 1,086 \quad (15.19)$$

- Kontrola svarového spoje

$$\sigma_r \leq \beta \cdot \sigma_D = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} \quad (15.20)$$

$$204,6MPa \leq 1,086 \cdot \frac{445}{1,5}$$

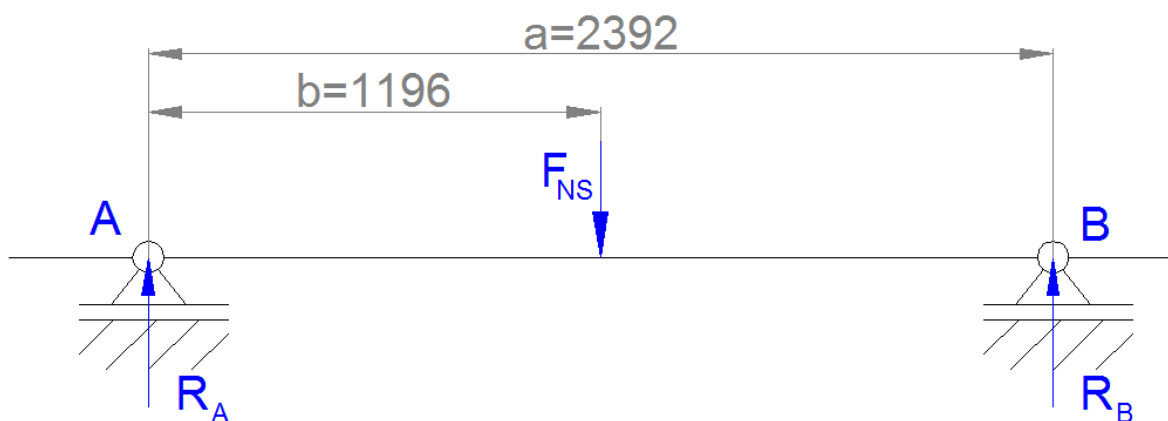
$204,6MPa \leq 322,2MPa \rightarrow$ Navržený koutový svar vyhovuje.

Kde: k_s ... součinitel statické bezpečnosti, volím $k_s=1,5$

16. Kontrolní výpočet hřídele vratného bubnu a ložisek bubnu

Hřídel vratného bubnu je namáhána od tahové síly pásu pásového dopravníku ohybem za rotace. Velikost maximální tahové síly pásu je $F_{NS} = 133057,5N$, viz kapitola 4. Materiál hřídele volím 12050 s mezí kluzu $R_e=305MPa$.

16.1. Určení zatěžujících sil hřídele



Obr. 16.1 Schéma zatěžujících sil hřídele vratného bubnu

$$\sum F_X = 0$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A + R_B - F_{NS} = 0 \quad (16.1)$$

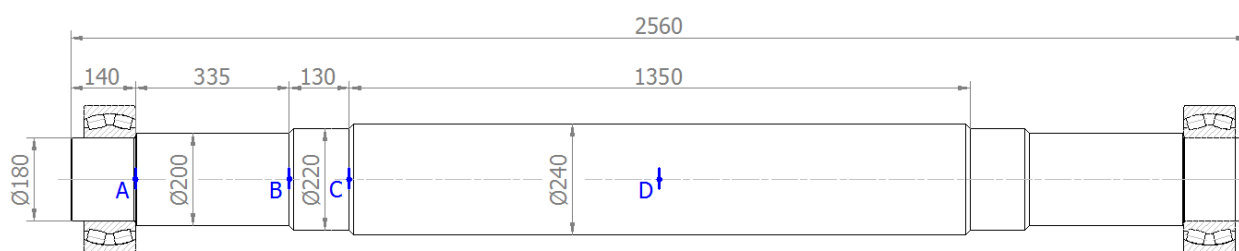
$$R_A = F_{NS} - R_B = 133057,5 - 66528,75 = 66528,75N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{NS} \cdot b + R_B \cdot a = 0 \quad (16.2)$$

$$R_B = \frac{F_{NS} \cdot b}{a} = \frac{133057,5 \cdot 1196}{2392} = 66528,75N$$

16.2. Výpočet ohybového napětí v kritických místech hřídele



Obr. 16.2 Stanovené kritické průřezy hřídele vratného bubnu

- Průřezový modul v ohybu W_o pro kruhový průřez

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} [mm^3] \quad (16.3)$$

- Ohybový moment M_o [Nm]- přenášený ohybový moment
- Ohybové napětí σ_o

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} [MPa] \quad (16.4)$$

- Tvarový součinitel vrubu pro ohyb α_{σ_o} - jedná se o tabulkové hodnoty stanovené experimentem, v řadě případů neexistují, budeme uvažovat s hodnotami uvedenými ve Strojírenských tabulkách [1].
- Výsledná statická bezpečnost

$$k_s = \frac{Re}{\alpha_{\sigma_o} \cdot \sigma_o} \geq 1,5 \quad (16.5)$$

Místo	ød [mm]	$W_o [mm^3]$	$M_o [Nm]$	$\sigma_o [MPa]$	$\alpha_{\sigma_o} [-]$	$k_s [-]$
A	180	$5,726 \cdot 10^{-4}$	3725,61	6,5	2	23,46
B	200	$7,854 \cdot 10^{-4}$	26012,8	33,12	1,8	5,12
C	220	$1,045 \cdot 10^{-3}$	34661,5	33,17	1,8	5,1
D	240	$1,357 \cdot 10^{-3}$	79568,4	58,6	1	5,2

Tabulka č. 16.1 Vypočtené hodnoty pevnostní kontroly hřídele vratného bubnu

Podle výpočtové tabulky č. 16.1 je nejnižší hodnota statické bezpečnosti hřídele v kritickém místě C. Avšak ani tato hodnota nepřesahuje podmínku $k_s \geq 1,5$. Hřídel z hlediska statické bezpečnosti vyhovuje.

16.3. Kontrola ložisek hřídele vratného bubnu

- Stanovení otáček bubnu

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (16.6)$$

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 3,4}{\pi \cdot 0,63} = 103 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde: D... průměr vratného bubnu

v... rychlost dopravníkového pásu

Kontrolované ložisko je 23236 ČSN 02 4705. Obě ložiska hřídele jsou zatěžována stejně velkou silou $R_A=R_B= 66528,75\text{N}$. Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska a základní trvanlivost provádím pomocí výpočtového programu firmy SKF dostupný na internetových stránkách firmy [24].

Ložisko	23236 CC/W33	
C [kN]	<input type="text" value="1500"/>	
C ₀ [kN]	<input type="text" value="2120"/>	
F _r [kN]	<input type="text" value="66.5"/>	
F _a [kN]	<input type="text" value="0"/>	
	<input type="button" value="Vypočítat"/>	
e	<input type="text" value="0.35"/>	
X	<input type="text" value="1"/>	X ₀ <input type="text" value="1"/>
Y	<input type="text" value="1.9"/>	Y ₀ <input type="text" value="1.8"/>
P [kN]	<input type="text" value="66.5"/>	P ₀ [kN] <input type="text" value="66.5"/>
L ₁₀ [Milióny otáček]	<input type="text" value="32400"/>	

Obr. 16.3 Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost ložiska [24]

Pomocí programu firmy SKF byla stanovena základní trvanlivost ložiska $L_{10}=32400$ [milióny otáček].

- Přepočet základní trvanlivosti ložiska na hodiny

$$L_{10_h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = 32400 \cdot \frac{10^6}{103 \cdot 60} = 5,2 \cdot 10^6 \text{ hodin} \quad (16.7)$$

Navržená ložiska hřídele vratného bubnu mají dostatečnou životnost.

17. Závěr

Cíle, které byly stanoveny na začátku diplomové práce, byly splněny v plném rozsahu a dle zadaných parametrů. Nejdříve jsem provedl výpočet pásového dopravníku, díky kterému jsme stanovili velikost napínací síly pásu. Dále jsem provedl 3D model sklápěcího mechanismu z kterého jsem vycházel při určování geometrie sklápění malého shazovacího vozu. Na základě této geometrie jsem provedl výpočet reakcí sil v jednotlivých uzlech. Poté jsem stanovil potřebnou zvedací sílu pro zvednutí malého shazovacího vozu a navrhl na tuto sílu přímočarý hydromotor. Na vypočtené velikosti sil jsem provedl kontrolní a pevnostní výpočty sklápěcího mechanismu. V dalším bodě jsem provedl kontrolu hřídele vratného bubnu malého shazovacího vozu a provedl návrh ložisek, ve kterých je hřídel uložena. Spočetl jsem životnost ložisek. V závěru jsem vytvořil výkresovou dokumentaci, která je součástí přílohy.

18. Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, J. VÁVRA P.: *Strojírenské tabulky (třetí doplněné vydání)*. Albra, Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-033-7.
- [2] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I*. Montanex, Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3.
- [3] PATRMAN, F.: *Doprava v hutích díl I*. Ediční středisko Vysoké školy báňské v Ostravě, Ostrava 1970, 362 stran.
- [4] DROBNÝ, J.: *Dálková pásová doprava*. SNTL- Nakladatelství technické literatury, Praha, 1970, 154 stran.
- [5] FRIES, J.: *Konstrukční řešení bubnů pásových dopravníků a jejich výpočet*. VŠB- TU Ostrava, Ostrava 2003, ISBN 80-248-0484-0.
- [6] FRIES, J.: *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. VŠB- TU Ostrava, Ostrava 2009, ISBN 978-80-248-2080-4.
- [7] HOJDAR, J. HELEBRANT, F. GONDEK, H.: *Povrchové dobývací stroje*. VŠB- TU Ostrava, Ostrava 1991, ISBN 80-7078-125-4.
- [8] GONDEK, H. ŠEVČÍK, A.: *Stroje pro těžbu a zpracování užitečných surovin II*. VŠB- TU Ostrava, Ostrava 2007, ISBN 978-80 248-1273-1.
- [9] BOLEK, A. KOCHMAN, J.- KOLEKTIV: *Části strojů- 1. a 2. svazek 5*. SNTL- Nakladatelství technické literatury, Praha 1989, ISBN 80-03-00048-7.
- [10] HOJDAR, J.: *Kolejové podvozky*, VŠB- TU Ostrava, Ostrava, 47 stran.
- [11] KALÁB K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2007, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [12] MORAVEC, V. PIŠTÁČEK, D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2009, 104 stran.
- [13] POLÁK, J. PAVLIŠKA, J. SLÍVA, A.: *Dopravní a manipulační zařízení I*. VŠB- TU Ostrava, Ostrava 2001, ISBN 80-248-0034-8.
- [14] GONDEK, H. ŠEVČÍK, A.: *Těžební a zpracovatelské stroje II*. VŠB- TU Ostrava, Ostrava 2010, ISBN 978-80-248-1273-1.

18.1. Internetové odkazy

[15] Webové stránky hornictví.info

URL: <http://www.hornictvi.info/prirucka/technika/uhli.htm> [citováno 10. května 2012]

[16] Webové stránky společnosti UNEX

URL: <http://www.unex.cz> [citováno 10. května 2012]

[17] Webové stránky fennerdunlopeurope.com

URL: www.fennerdunlopeurope.com [citováno 10. května 2012]

[18] Webové stránky společnosti Tranza

URL: <http://www.tranza.cz/> [citováno 10. května 2012]

[19] Webové stránky elektromotory.net

URL: <http://www.elektromotory.net/> [citováno 10. května 2012]

[20] Webové stránky Elprim-tech s.r.o.

URL: <http://www.elprim.cz/> [citováno 10. května 2012]

[21] Webové stránky GKN Stromag Brno s.r.o.

URL: <http://www.stromag.cz/> [citováno 10. května 2012]

[22] Webové stránky Hydraulics s.r.o.

URL: <http://www.hydraulics.cz/> [citováno 10. května 2012]

[23] Webové stránky id.vsb.cz

URL: <http://www.id.vsb.cz/zdvihacizarizeni/> [citováno 10. května 2012]

[24] Webové stránky firmy SKF

URL: <http://www.skf.com/portal/skf/home> [citováno 10. května 2012]

18.2. Použité programové vybavení

[25] AUTODESK, Inc.: Autodesk Inventor Profesional 2012, verze 2012, built 236a, 2012, 3D strojírenský parametrický CAD

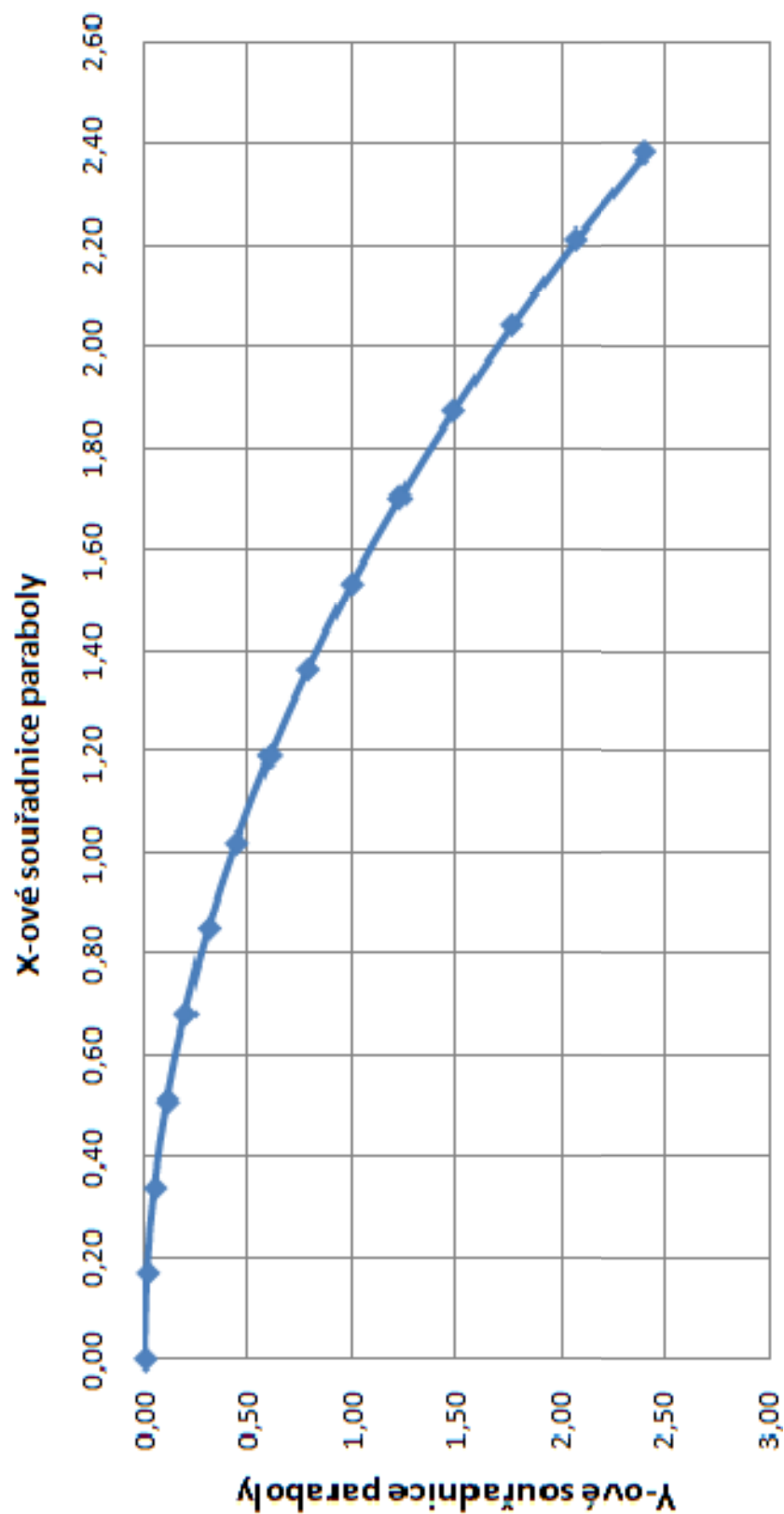
[26] AUTODESK, Inc.: Autodesk AutoCad 2009, verze 2009, 2009, 2D strojírenský parametrický CAD

[27] MICROSOFT, Inc.: Microsoft Office Excel 2007, verze 2007, 2007

19. Seznam příloh

- I. Výkres sestavy shazovacího vozu DIP-00-00
- II. Výkres sestavy podvozku DIP-02-00
- III. Výkres sestavy sklápěcího rámu DIP-10-00
- IV. Výrobní výkres víka DIP-02-04
- V. Výrobní výkres Oka zavěšení shazovacího vozu DIP-10-05
- VI. Schéma zvedání malého shazovacího vozu
- VII. Graf průběhu vrhové paraboly
- VIII. Obrázek 3D modelu konstrukčního návrhu shazovacího vozu
- IX. CD obsahující elektronickou podobu celé diplomové práce

Vrhová parabola pohybu materiálu při konstantní rychlosti $v=3,4 \text{ m/s}$ v čase $<0;0,7>$



Příloha č. VIII. Obrázek 3D modelu konstrukčního návrhu shazovacího vozu

